



①⑨ **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 199 20 542 A 1**

⑤① Int. Cl. 6:
F 16 D 33/00
F 16 D 47/06
F 16 H 45/02

⑦① Aktenzeichen: 199 20 542.6
⑦② Anmeldetag: 5. 5. 99
④③ Offenlegungstag: 18. 11. 99

DE 199 20 542 A 1

⑥⑥ Innere Priorität:

198 20 128. 1 06. 05. 98
198 27 127. 1 18. 06. 98

⑦① Anmelder:

LuK Getriebe-Systeme GmbH, 77815 Bühl, DE

⑦② Erfinder:

Maienschein, Stephan, 77815 Bühl, DE; Meisner,
Marc, 77815 Bühl, DE; Hönemann, Rudolf, 77833
Ottersweier, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤④ Kraftübertragungseinrichtung

⑤⑦ Die Erfindung betrifft eine Kraftübertragungseinrichtung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einer Flüssigkeitskupplung oder einem hydrodynamischen Drehmomentwandler und einem Dämpfungssystem.

DE 199 20 542 A 1

Die Erfindung betrifft eine Kraftübertragungseinrichtung mit Flüssigkeitskupplung, wie hydrodynamischer Drehmomentwandler oder dergleichen, mit wenigstens einem, mit einer Antriebswelle eines Antriebsaggregats verbindbaren Gehäuse, das zumindest ein über das Gehäuse angetriebenes Pumpenrad und ein mit der Eingangswelle eines anzutreibenden Stranges, wie Getriebewelle, verbindbares Turbinenrad sowie gegebenenfalls wenigstens ein zwischen Pumpen- und Turbinenrad angeordnetes Leitrad aufnimmt, mit weiterhin wenigstens einem im Kraftfluß zwischen Turbinenrad und einem Abtriebsteil der Einrichtung angeordneten Dämpfer mit einem gegenüber dem Turbinenrad drehfesten Eingangsteil sowie einem mit dem Abtriebsteil verbundenen Ausgangsteil, die zumindest entgegen der Rückstellkraft von zwischen diesen angeordneten Kraftspeichern relativ gegeneinander verdrehbar sind.

Derartige Kraftübertragungseinrichtungen sind beispielsweise durch die DE-OS 195 14 411 vorgeschlagen worden. Üblicherweise sind derartige Kraftübertragungseinrichtungen zur Ermöglichung der Relativverdrehung von Eingangsteil und Ausgangsteil des Dämpfers mit einer Nabe ausgestattet, die neben einer den Kraftschluß zur Getriebewelle bildenden Innenverzahnung eine Außenverzahnung aufweist, in die ein weiteres Bauteil – gewöhnlicherweise eine weitere das Turbinenrad aufnehmende Turbinennabe – mit Innenverzahnung unter Bildung eines Zahnflankenspiels eingreift. Bei der Zuschaltung einer Überbrückungskupplung, die über einen axialen Steuerkolben geschaltet ist, muß zum Ausgleich dieses axialen Versatzes die Nabe mit den beiden Verzahnungen entsprechenden axialen Bauraum aufweisen. Die Herstellung derartiger Naben ist aufwendig und daher kostenintensiv. Außerdem ist durch den axialen Raumbedarf eine Bereitstellung von verlängerten Getriebewellen erforderlich. Hinzu kommt eine erschwerte Verbindung von massiven Nabenteilen mit der filigranen Aufbauweise der Turbinenschale. Bei radial weit ausladenden Dämpfern kommt eine Taumelneigung des Dämpfers hinzu. Wird der Dämpfer aus diesen Gründen radial an zwei oder mehreren Umfängen axial an dem Turbinenrad fest angedockt, kommt es zu unerwünschten Spannungen und Reibungsverlusten im Dämpfer.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, eine Kraftübertragungseinrichtung bezüglich ihres Aufbaus so zu verbessern, daß eine spannungsfreie Unterbringung des Dämpfers sowie eine kostengünstigere und fertigungstechnisch verbesserte Herstellung solcher Kraftübertragungseinrichtungen möglich ist. Weiterhin soll die Einrichtung so hergestellt werden können, daß ein modularer Zusammenbau ohne zeitaufwendige Befestigungsschritte während der Endmontage stattfinden kann. Weiterhin soll die Kraftübertragungseinrichtung hohe Drehmomente übertragen können und bezüglich ihres Dämpfungssystems Drehungleichförmigkeiten über eine breite Drehzahl dämpfen können. Außerdem soll die Einheit den Verschleiß minimieren und die Lebensdauer des Gesamtaggregats verlängern.

Die Aufgabe wird dadurch gelöst, daß eine Kraftübertragungseinrichtung mit Flüssigkeitskupplung, wie hydrodynamischer Drehmomentwandler oder dergleichen vorgeschlagen wird, die wenigstens ein, mit einer Antriebswelle eines Antriebsaggregats verbindbares Gehäuse, das zumindest ein über das Gehäuse angetriebenes Pumpenrad und ein mit der Eingangswelle eines anzutreibenden Stranges, wie Getriebewelle, verbindbares Turbinenrad sowie gegebenenfalls wenigstens ein zwischen Pumpen- und Turbinenrad angeordnetes Leitrad aufnimmt, die weiterhin mit wenigstens einem im Kraftfluß zwischen Turbinenrad und einem Ab-

triebsteil der Einrichtung angeordneten Dämpfer mit einem gegenüber dem Turbinenrad drehfesten Eingangsteil sowie einem mit dem Abtriebsteil verbundenen Ausgangsteil, die zumindest entgegen der Rückstellkraft von zwischen diesen angeordneten Kraft- beziehungsweise Energiespeichern relativ gegeneinander verdrehbar sind, ausgestattet ist und bei der erfindungsgemäß der Dämpfer an seinem Außenumfang mit dem Turbinenrad mittelbar oder unmittelbar drehschlüssig verbunden ist. Diese Verbindung kann spielfrei gegenüber coaxialen Umdrehungen sein, jedoch einen axialen Versatz von Turbinenrad und Eingangsteil des Dämpfers erlauben. Beispielsweise kann die Verbindung mittels einer axialen Steckverbindung axial verlagerbar sein, wobei der Dämpfer dann axial fest auf der Nabe aufgenommen ist. Weiterhin kann die Aufgabe durch eine Kraftübertragungseinrichtung gelöst werden, deren Dämpfer radial innen und außen drehgeschlüssig an der Turbinenschale oder Turbinenrad beziehungsweise an der Nabe befestigt ist, wobei er nur an einem Umfang – an der Nabe oder an der Turbinenschale – axial fest verbunden ist, so daß axiale Spannungen durch einen Axialversatz an der axial freien Aufnahme abgebaut werden können.

Gemäß einem weiteren erfinderischen Gedanken kann im Bereich des Außenumfanges des Dämpfers auch eine axial und drehfeste Verbindung vorgesehen sein, wobei dann zur Vermeidung von Spannungen im Dämpfer der Innenumfang des Dämpfers axial verlagerbar ausgestaltet ist, beispielsweise derart, daß der Dämpfer mittels eines Formschlusses in Umfangsrichtung wie einer Verzahnung in ein komplexes Profil der Nabe eingreift. Zusätzlich kann in das Profil ein entsprechendes Profil der Turbinennabe, die das Turbinenrad aufnimmt und verdrehbar und axial fest auf der Nabe aufgenommen ist, mit Verdrehspiel eingreifen, wobei das Verdrehspiel vorteilhafterweise so ausgestaltet sein kann, daß es zumindest so groß wie der Arbeitsbereich, das heißt Wirkwinkel, des Dämpfers ist, wobei das Profil zur Bildung eines spielbehafteten Formschlusses zwischen Turbinennabe und Nabe auch durch zusätzliche Vorrichtungen, beispielsweise durch über den Umfang verteilte, fensterförmige Öffnungen, in die axial ausgerichtete, entsprechend über den Umfang verteilte Nocken der Turbinennabe mit Spiel eingreifen.

Die Verbindung zwischen Turbinenrad und Eingangsteil des Dämpfers kann besonders vorteilhaft über Schweißverfahren wie Laserschweißen, Impulsschweißen oder Widerstandsschweißen erfolgen, wobei der Dämpfer auf der Nabe beispielsweise mittels eines die Energiespeicher aufnehmenden Scheibenteil oder auf der Turbinenschale, beispielsweise an zuvor an der Turbinenschale über den Umfang verteilt angebrachten Zentriernasen, die auch als Ansatzpunkte für die Schweißung dienen können, zentriert werden kann.

Vorteilhafterweise weist die Kraftübertragungseinrichtung eine Überbrückungskupplung auf, die im Kraftfluß zwischen Antriebswelle und Dämpfer geschaltet ist, wobei es sich als vorteilhaft erwiesen hat, wenn die Überbrückungskupplung mittels Reibbelägen oder Lamellen einen Kraftschluß zu einer Gehäusefläche herstellt und das zu übertragende Moment direkt an das Eingangsteil des Dämpfers weiterleitet. So wird in das Eingangsteil des Dämpfers bei geschlossener Überbrückungskupplung das zu übertragende Moment unter Umgehung des Drehmomentwandlers direkt in den Dämpfer und ihm folgend in das Abtriebsteil und anschließend in die Getriebewelle eingeleitet, bei geöffneter Überbrückungskupplung überträgt das Turbinenrad das gewandelte – zumeist mittels Wirkung des Leittrads erhöhte – Drehmoment auf das Eingangsteil des Dämpfers, von wo es denselben – zuvor beschriebenen – Kraftweg nimmt.

Das Ein- und Ausrücken des Kolbens kann mit einem axial verschiebbaren Steuerkolben erwirkt werden, der mittels einer Druckbeaufschlagung gesteuert wird. Vorteilhafterweise bildet der Steuerkolben dazu eine in eingerückten Zustand der Überbrückungskupplung eine vom Innenraum des Gehäuses im wesentlichen dicht abgetrennte – zur Kühlung der Reibbeläge können beispielsweise geringe Druckmediumsflüsse in das Wandlergehäuse vorgesehen sein – Kammer aus, in die über eine Bohrung ein mit dem Wandlermedium identisches Druckmedium beaufschlagt wird und dadurch den Kolben axial in Richtung Turbinenrad presst. Erfindungsgemäß wird dieser axiale Versatz durch die mögliche axiale Verschiebung der axialen Steckverbindung ausgeglichen. Eine weitere Möglichkeit der Steuerung des Kolbens ist die Beaufschlagung des Steuerkolbens mit Überdruck, wobei der Kolben bei geöffnetem Zustand der Kupplung eine Abdichtung der Kammer bewirkt und bei Nachlassen des Drucks in der Kammer der Kolben vom Mediumsdruck im Drehmomentwandler an die Gehäusewand gedrückt wird und dadurch ein Einrücken der Überbrückungskupplung bewirkt wird.

Der Steuerkolben kann auf der Getriebewelle, auf einer Nabe, die das Gehäuse des Drehmomentwandlers aufnimmt, oder dergleichen zentriert sein und weist vorteilhafterweise Dichtmittel an den Grenzflächen zu diesen Bauteile zur Abdichtung der Druckkammer auf, genauso wie der Kolben an seinem Außenumfang gegen das Gehäuse abgedichtet sein kann.

Eine weitere Ausgestaltungsform umfasst einen Formschluß zwischen Steuerkolben und Gehäuse mittels eines in axialer Richtung vorgesehenen, komplementären Profils, wobei das axiale Profil aus sich abwechselnd über einen Umfang verteilten, ringsegmentartigen Erhebungen und Vertiefungen gebildet wird und der Steuerkolben beispielsweise mit seinen Erhebungen in die Vertiefungen des Gehäuses eingreifen kann. Vorteil der Ausführung ist der unmittelbare Kraftschluß des Kolbens mit dem Gehäuse, so daß der Kolben direkt und/oder mit anderen Anpreßhilfen Momente auf die Reibbeläge übertragen kann, wodurch der Einsatz einer vergrößerten Reibbelagfläche und/oder einer größeren Anzahl von Reibflächen und damit ein größeres Übertragungsmoment ermöglicht wird.

Dazu können ein oder mehrere Reibbelagträger in Form von Ringscheiben oder Lamellen ausgeformt sein, die an ihrem radial äußeren axialen Seiten ein- oder beidseitig Reibbeläge tragen können, wobei die Reibbelagträger oder Lamellen axial verschiebbar gelagert sind und gegen eine ringförmige, mit dem Gehäuse mittelbar oder unmittelbar verbundene beispielsweise verschweißte, vernietete oder in ein mit dem Gehäuse verbundenen Flanschteil eingehängten Anpressplatte gepresst wird. Zur besseren Kühlung und Mediumsausgleich kann die Anpressplatte ein oder mehrfach über einen Umfang verteilt gelocht sein.

Vorteilhaft ist es, den Reibbelagträger an dem Gehäuse zu zentrieren, wozu er axial in Richtung Gehäuse aufgestellte Laschen aufweisen kann, die in eine im Gehäuse vorgesehene, axial in eine vom Reibbelagträger abgewandten Richtung ausgebildete Schulter eingelegt werden.

Weiterhin ist es in einer vorteilhaften Ausgestaltungsform möglich, den Kolben als Überbrückungskupplung bzw. als Reibbelagträger direkt auszubilden. Hierzu trägt der Steuerkolben an seinem radial äußeren Bereich an der dem Gehäuse axial Seite einen ringförmigen Reibbelag, der zur besseren Kühlung eine optimierte Oberflächenstruktur aufweisen kann. Der Kolben kann so axial in Richtung Turbinenrad abgebogen sein, daß er sich an das in diesem Bereich eine kegelmantelähnliche Form aufweisende Gehäuse form-schlüssig anlagern kann.

Die Überbrückungskupplung ist – wie oben bereits beschrieben – mit einem Bauteil mit dem Eingangsteil des Dämpfers verbunden. In einer Ausgestaltungsform kann dies der Steuerkolben nach der zuvor beschriebenen Art direkt sein, wobei der Kolben mittels Nieten, Verschweißung oder ähnlichen Mitteln mit Seitenteilen des Eingangsteils verbunden sein kann. In einem weiteren Ausführungsbeispiel kann bei Verwendung eines ringförmigen Reibbelagträgers dieser mit einem entsprechend ausgeformten Seitenteil eine axiale Steckverbindung ausbilden, wobei der Reibbelagträger an seinem Innenumfang beispielsweise eine Innenverzahnung aufweist, in die das Seitenteil des Eingangsteils des Dämpfers mit beispielsweise einer axial ausgerichteten Verzahnung eingreift und einen Formschluß bildet. Vorteile dieser erfindungsgemäßen axialen Steckverbindungen ist der axiale Versatzausgleich und der leicht fertigbare, modulare Aufbau, da diese Systeme in Steckbauweise ohne weiteren Einsatz von Verbindungstechniken beispielsweise Schweißen, Nieten und daher an Arbeitsplätzen ohne diese Infrastruktur aufgebaut werden können.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungsformen der axialen Steckverbindungen zwischen Bauteilen des Dämpfers und Bauteilen des Turbinenrads werden im folgenden beschrieben. Vorteilhaft ist die Ausbildung von zwei annähernd senkrecht aufeinander stehenden Bauteilen der beiden zu verbindenden Einheiten, also die Ausbildung eines sich radial und eines sich axial erstreckenden Flanschteils, die gegenseitig einen Formschluß bilden, wobei es vorteilhaft sein kann, das sich radial erstreckende Flanschteil mit einer Außenverzahnung und das sich axial erstreckende Flanschteil mit einer axial ausgerichteten Verzahnung zu versehen.

Vorteilhaft kann es auch sein, daß in einem radial ausgerichteten Flanschteil radial innerhalb des Außenumfangs über einen Umfang verteilte, geschlossene Ausnehmungen vorgesehen sein können, in die axial ausgerichtete Ausleger des sich axial erstreckenden Flanschteils eingreifen.

Eine bevorzugte Ausgestaltungsform kann ein radial ausgerichtetes Flanschteil sein, das an seinem Innenumfang dem Verlauf der Turbinenschale nach radial außen folgt und in diesem Bereich befestigt beispielsweise verschweißt oder vernietet ist und dann in radiale Richtung abgebogen wird und am Außenumfang beispielsweise eine Verzahnung aufweist, in die das Seitenteil des Eingangsteils des Dämpfers eingreift. Hierzu ist das Seitenteil an seinem Außenumfang axial abgebogen und bildet das axial ausgerichtete Flanschteil mit beispielsweise der axial ausgerichteten Verzahnung.

Eine weitere vorteilhafte Ausgestaltungsform kann ein als Ringscheibe ausgestaltetes Flanschteil einschließen, welches mit seinem Innenumfang an die Turbinenschale angelegt und dem Verlauf der Turbinenschale nach radial innen folgt, in diesem Bereich wie oben befestigt ist und dann in axiale Richtung abgebogen ist. Die axial von der Turbinenschale wegweisende Profilierung beispielsweise eine Verzahnung greift in geschlossene über einen Umfang verteilte Ausnehmungen eines radial ausgerichteten Seitenteils ein und bildet auf diese Weise die axiale Steckverbindung. Zur Ausbildung dieser Steckverbindung kann es nötig sein, daß die axial ausgerichtete Verzahnung des Flanschteil vor dem Eingriff in das Eingangsteil zuvor durch das Ausgangsteil des Dämpfers hindurch greifen muß, da das Ausgangsteil axial zwischen Turbinenrad und Eingangsteil angeordnet ist. Hierzu sind aus dem Ausgangsteil entlang eines Umfangs der Anzahl der Zähne entsprechende Langlöcher ausgenommen, deren Bogenmaß der Maximalverdrehung von Ein- und Ausgangsteil gegeneinander entspricht, so daß die axial ausgerichtete Verzahnung des am Turbinenrad befestigten axial ausgerichteten Flanschteils in Verbindung mit den Langlöchern zugleich mindestens einen Anschlag zur Be-

grenzung des Verdrehwinkels des Dämpfers ausbilden kann.

Vorteilhafterweise kann das sich axial erstreckende Flanschteil direkt aus einer Nabe gebildet sein, die das Turbinenrad aufnimmt, wobei das Turbinenrad mit der Nabe verbunden beispielsweise verschweißt oder vernietet ist und die das Turbinenrad tragende Nabe auf einer als Abtriebsteil auf der Getriebewelle gelagerten weiteren Nabe gelagert ist. Das sich axial erstreckende Flanschteil weist ein beispielsweise als eine axial gerichtete Verzahnung ausgeformtes Profil auf, das durch geschlossene, der Anzahl der Zähne der Verzahnung des Flanschteils entsprechende Ausnehmungen greift, wodurch die axiale Steckverbindung gebildet wird. Bei entsprechender Ausgestaltung des Dämpfers kann es – wie oben beschrieben – auch in dieser Ausführungsform notwendig sein, entsprechende Langlöcher im Ausgangsteil, das als radialer Ausleger der auf der Getriebewelle angeordneten Nabe jedoch auch als separates Flanschteil vorgesehen sein kann, wobei es dann auf der Nabe zentriert und drehfest mit dieser verbunden werden muß, auszubilden, die in Zusammenarbeit mit dem axial ausgerichteten Profil des axialen Flanschteils zur Bildung der axialen Steckverbindung gleichzeitig als Anschläge für die Relativverdrehung zwischen Eingangs- und Ausgangsteil des Dämpfers eingesetzt werden können.

Weiterhin kann vorteilhafterweise eine auf der das Turbinenrad aufnehmenden Nabe eine Ringscheibe zentriert sein, die als sich radial erstreckendes Flanschteil mit einem Außenprofil beispielsweise einer Außenverzahnung vorgesehen ist. Die Ringscheibe ist durch Befestigungsmittel wie beispielsweise einer Vernietung mit dem Turbinenrad drehfest verbunden und greift mit der beispielhaft genannten Außenverzahnung in ein am Innenumfang axial abgelenktes Seitenteil ein, das eine komplementäre, axial ausgerichtete beispielhafte Verzahnung aufweist, wodurch auch hier eine formschlüssige Verbindung in Drehrichtung mit möglichem Axialversatz zustande kommt. Der Verdrehwinkel des Dämpfers kann vorteilhafterweise mittels einer Verzahnung mit Zahnflankenspiel zwischen der Nabe und der Ringscheibe definiert werden, wobei in die Außenverzahnung der Nabe auch das Ausgangsteil des Dämpfers – allerdings ohne Zahnflankenspiel – mittels einer Innenverzahnung eingreifen kann, um eine Drehfestigkeit mit der Nabe zu erzielen. Vorteilhaft hierbei ist die mögliche Beschränkung des axialen Bauraums der Nabe, da der durch die Axialbewegung des Steuerkolbens hervorgerufene Axialversatz zwischen Dämpfer und Turbinenrad bereits durch die axiale Steckverbindung kompensiert wird.

Die axiale Steckverbindung zwischen Dämpfer und Turbinenrad kann in verschiedenen Ausführungsvarianten, beispielsweise radial außerhalb der Kraftspeicher, radial zwischen den Kraftspeichern bei mindestens zwei Dämpferstufen oder radial innerhalb der Kraftspeicher angeordnet sein.

Weitere erfindungsgemäße Ausgestaltungsformen betreffen die vorteilhafte Gestaltung des Dämpfers. Es kann sich um ein oder mehrstufige Dämpfer handeln, wobei ein zweistufiger Dämpfer so ausgebildet werden kann, daß die Dämpferstufen hintereinander und parallel geschaltet werden können, wobei außerdem der Verdrehwinkel variiert werden kann, so daß beispielsweise in einer seriellen Anordnung der Dämpferstufen die Relativverdrehung einer Dämpferstufe früher begrenzt wird als die andere, um damit beispielsweise spezielle Kennlinien des Dämpfers zu erzielen.

Vorteilhaft ist hier auch die Kombination unterschiedlicher Kraftspeicher beispielsweise die Verwendung von Bogenfedern in einer radial außen angeordneten Dämpferstufe und die Wahl von kurzen, steifen Federelementen bei kleineren Einsatzdurchmessern, so daß beispielsweise eine Dämpferkennlinie erzeugt werden kann, die bei kleinen

Drehzahlen große Drehwinkel der Drehungleichförmigkeiten und bei hohen Drehzahlen kleine Drehwinkel mit hoher Energie kompensieren kann. Dabei stützen sich die radial außen angebrachten Bogenfedern, die auf ihren Einsatzdurchmesser vorgebogen sein können, an einer von mindestens einem Seitenteil oder anderen Bauteilen des Dämpfers oder der Kraftübertragungseinheit beispielsweise der Gehäusewand gebildeten Kammer radial ab, wobei zwischen Bogenfedern und Kammer verschleißmindernde Bauteile beispielsweise Verschleißschutzschalen vorgesehen sein können, und erzeugen damit die charakteristische Kennlinie der Bogenfeder.

Vorteilhaft kann sein, die Verdrehwinkel der einzelnen Dämpferstufen auf die Richtung, aus der das Drehmoment eingeleitet wird, abzustimmen. So kann beispielsweise in Zugrichtung die Dämpfungseinrichtung zweistufig ausgestaltet sein, während sie in Schubrichtung einstufig ausgestaltet ist. Auf diese Weise kann die Dämpfungscharakteristik an eventuell auftretende harte Drehmomentstöße, die von der Schubseite – also von der Eingangswelle des Getriebes her – eingetragen werden, angepaßt werden, indem beispielsweise die weiche Dämpferstufe vollständig überbrückt wird und sofort die harte Dämpferstufe wirksam ist. Dabei kann das Eingangs- und das Ausgangsteil der in Schubrichtung unwirksamen Dämpferstufe bei Verdrehwinkeln entgegen der Antriebsdrehrichtung mittels Anschlägen überbrückt werden.

Vorteilhaft ist die Unterbringung der Kraftspeicher in Scheibenteilen, die bezüglich der Kraftspeicherdimensionen angepaßte Ausnehmungen aufweisen, in die Kraftspeicher eingepaßt werden, wobei an deren Ende entgegen ihrer Wirkrichtung Beaufschlagungseinrichtungen vorgesehen sein können, die bei einer Relativverdrehung von Eingangs- und Ausgangsteil gegeneinander die Kraftspeicher mitnehmen und dadurch komprimieren. Die die Eingangs- und Ausgangsteile bildenden Scheibenteile können so angeordnet sein, daß zwei miteinander verbundene Seitenteile das Eingangs- oder Ausgangsteil bilden, wobei axial zwischen ihnen, ein flanschförmiges dazu korrespondierendes Scheibenteil als Eingangs- bzw. Ausgangsteil angeordnet ist. Eine weitere Ausgestaltung, die durch ihre kostengünstige Ausführung vorteilhaft ist, sieht zwei Scheibenteile vor, wobei das eine ein Seitenteil als Eingangs- und das zweite ein Seitenteil als Ausgangsteil darstellt. In zweistufigen Dämpfern kann es weiterhin sehr kostengünstig sein, ein auf beide Dämpfer wirkendes gemeinsames Scheibenteil einzusetzen.

Weiterhin können zur Kostenoptimierung die Scheibenteile zusätzliche Funktionen übernehmen. Beispielsweise können – wie oben bereits erwähnt – ein oder mehrere Scheibenteile eine Kammer für die Kraftspeicher bilden, die axiale Steckverbindung zwischen Dämpfer und Turbinenrad, die axiale Steckverbindung zwischen Überbrückungskupplung und Dämpfer und/oder dergleichen.

Es ist weiterhin vorteilhaft, wenn zur Kostenoptimierung Scheibenteile und verschiedene andere Bauteilen aus einem Stück gefertigt werden. So kann beispielsweise das Ausgangsteil des Dämpfers mit dem Abtriebsteil beispielsweise der Nabe, die auf der Getriebewelle angeordnet ist oder mit der Nabe, die das Turbinenrad trägt, aus einem Stück gefertigt sein.

Vorteilhaft und kostengünstig ist die Ausgestaltungsform zur Begrenzung der Relativverdrehung unter Vermeidung von speziell vorgesehenen Anschlägen. Hierzu können in zumindest einem Scheibenteil entlang eines Umfangs Langlöcher vorgesehen werden, durch die die ohnehin vorgesehenen Befestigungsmittel beispielsweise Nieten hindurch greifen, wobei diese auf der entgegengesetzten Seite an einem weiteren Scheibenteil und/oder mittels eines Befestigungs-

blechs gehalten werden. Das Bogenmaß der Langlöcher ist vorteilhafterweise so gewählt, daß die Relativverdrehung zwischen Eingangs- und Ausgangsteil durch ein Anschlagen der Befestigungsmittelschäfte an den Enden der Langlöcher begrenzt wird.

Die Ausbildung von Anschlägen ist insofern vorteilhaft, daß ein Dämpfer bzw. einzelne oder alle Dämpferstufen überbrückt werden können, so daß im Bedarfsfall der Dämpfer bzw. die Dämpferstufen geschont werden können. Dies kann insbesondere dann der Fall sein, wenn es sich um verschleißanfällige Versionen mit Kraftspeichern handelt, die beispielsweise Bogenfedern beinhalten, große Verdrehwinkel zulassen und/oder starken Impulsstößen ausgesetzt sind. Zur Abhilfe von frühem Ausfall kann vorteilhafterweise eine Dämpferstufe beispielsweise mittels Anschlügen zuerst komplett überbrückt werden, während die zweite gar nicht oder erst später überbrückt wird. Schlägt ein Dämpfer oder eine Dämpferstufe an, so wird das ursprünglich auf die Kraftspeicher wirkende Moment über den Anschlag direkt an das Ausgangsteil des Dämpfers oder der überbrückten Dämpferstufe weitergeleitet. Auch kann es vorteilhaft sein, in Abhängigkeit von der Drehmomentrichtung – im Zug- oder Schubtrieb – die Dämpfungseinrichtung mit ihren Dämpferstufen mit unterschiedlichen Verdrehwinkeln vorzusehen. So kann es beispielsweise vorteilhaft sein, Anschläge so anzubringen, daß eine Dämpferstufe im Schubtrieb gänzlich überbrückt ist. Auch kann eine Ausgestaltungsform vorteilhaft sein, bei der beispielsweise eine Dämpferstufe nur im Zugtrieb und die andere nur im Schubtrieb wirksam ist.

Die Erfindung wird anhand der Fig. 1–15 näher erläutert. Dabei zeigen:

Fig. 1 einen Schnitt durch eine erfindungsgemäße Kraftübertragungseinrichtung mit zweistufigem Dämpfer,

Fig. 2 einen Schnitt durch ein weiteres Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Kraftübertragungseinrichtung mit einer radial zwischen den Kraftspeicher von zwei Dämpferstufen liegenden axialen Steckverbindung,

Fig. 3 einen Schnitt durch ein erfindungsgemäßes Ausführungsbeispiel mit axial aus der Nabe ausgebildeten Anschlagzapfen,

Fig. 4 eine Teilansicht eines Scheibenteils des Dämpfers,

Fig. 5 einen Schnitt durch ein Ausführungsbeispiel eines Dämpfers,

Fig. 6 einen Schnitt durch ein weiteres Ausführungsbeispiel eines Dämpfers,

Fig. 7 ein Ausführungsbeispiel einer Kraftübertragungseinrichtung mit einstufigem Dämpfer,

Fig. 8 ein Ausführungsbeispiel einer Kraftübertragungseinrichtung mit zweistufigem Dämpfer und zweiteiliger Nabe,

Fig. 9–12 weitere Ausführungsformen von zweistufigen Turbinendämpfern,

Fig. 13 ein Ausführungsbeispiel mit axial fest an die Turbinenschale angedocktem Dämpfer,

Fig. 14 ein abgewandelter Dämpfer für das Ausführungsbeispiel der Fig. 13,

Fig. 15 ein Detail eines Ausführungsbeispiels mit axial fest an die Turbinenschale angedocktem Dämpfer,

Fig. 16 ein Ausführungsbeispiel einer Kraftübertragungseinrichtung mit fest an die Turbinenschale angedocktem Dämpfer und

Fig. 17 eine Nabe des in Fig. 16 gezeigten Ausführungsbeispiels.

Die in Fig. 1 gezeigte Kraftübertragungseinrichtung 1 besitzt ein Gehäuse 2, das einen Drehmomentwandler 3 aufnimmt. Das Gehäuse 2 ist mit einer antreibenden Welle, die durch die Abtriebswelle, wie z. B. der Kurbelwelle einer

Brennkraftmaschine gebildet sein kann, verbunden. Die drehfeste Verbindung zwischen Welle und dem Gehäuse 2 erfolgt bekannterweise über ein Antriebsblech, das radial innen mit der antreibenden Welle und radial außen mit dem Gehäuse 2 verbunden ist.

Das Gehäuse 2 ist durch eine der antreibenden Welle bzw. der Brennkraftmaschine benachbarte Gehäuseschale 4 und eine an dieser mittels Verschweißung 2a befestigten, weiteren Gehäuseschale 5, die von der antreibenden Welle axial entfernt ist, gebildet. Die beiden Gehäuseschalen 4 und 5 sind radial außen über eine Schweißverbindung 6 fest miteinander verbunden und abgedichtet. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel wird zur Bildung der äußeren Schale des Pumpenrads 7 die Gehäuseschale 5 unmittelbar herangezogen. Hierzu sind die Schaufelbereiche 8 in an sich bekannter Art und Weise mit der Gehäuseschale 5 verbunden. Axial zwischen Pumpenrad 7 und der radial verlaufenden Wandung 9 der Gehäuseschale 4 ist ein Turbinenrad 10 vorgesehen. Axial zwischen den radial inneren Bereichen des Pumpenrads 7 und des Turbinenrads 10 ist ein Leitrads 11 vorgesehen.

Im dem durch die Gehäuseschalen 4, 5 gebildeten Innenraum 12 ist weiterhin ein drehelastischer Dämpfer 13 aufgenommen, der eine drehelastische Koppelung der Abtriebsnabe 14 mit einem antreibenden Teil gewährleistet, das bei der dargestellten Ausführungsform durch die Gehäuseschale 4 bei geschlossener bzw. schlupfender Überbrückungskupplung 15 und durch das Turbinenrad 10 bei offener oder schlupfender Überbrückungskupplung 15 gebildet ist. Die Wandlerüberbrückungskupplung 15 ist in Reihe mit dem Dämpfer 13 angeordnet.

Die das Abtriebsende der Kraftübertragungseinrichtung 1 darstellende Nabe 14 ist über eine Innenverzahnung 16 mit einer nicht dargestellten Getriebeeingangs- oder Abtriebsnabe 17 koppelbar. Das Turbinenrad 10 ist gegenüber dem Abtriebsende bzw. der Nabe 14 entgegen der Wirkung des Dämpfers 13 verdrehbar und zwar in dem vorliegenden Falle um einen begrenzten Verdrehwinkel gelagert. Bei Einsatz eines auf dem Scherprinzip eines hydraulischen Mediums beruhenden Dämpfers könnte zwar eine gedämpfte jedoch unbegrenzte Verdrehung zwischen dem Turbinenrad 10 und der Abtriebsnabe 14 stattfinden.

Die Abtriebsnabe bzw. das Abtriebsende 14 ist mit dem flanschartig ausgebildeten Ausgangsteil 17 des drehelastischen Dämpfers 13 drehfest verbunden beispielsweise verstemmt oder verschweißt. Das Eingangsteil 18 des drehelastischen Dämpfers 13 ist an seinem Außenumfang axial in Richtung Turbinenrad umgebogen und bildet ein axial ausgerichtetes Flanschteil 19, das eine axiale Verzahnung 20 aufweist. An seinem Innenumfang ist das Eingangsteil 18 axial in Richtung Gehäuseschale 4 abgebogen und weist eine axiale Verzahnung 21 auf, so daß das Eingangsteil 18 einen den Kraftfluß leitenden Formschluß mittels den Verzahnungen 20, 21 zur Überbrückungskupplung 13 und zum Turbinenrad 10 herstellt. Hierzu ist am Turbinenrad 10 ein radial ausgerichtetes Flanschteil 22 befestigt, das an seinem Innenumfang mit der Turbinenaußenschale 23 mittels einer Verschweißung 24 verbunden ist. Das Flanschteil 23 weist am Außenumfang eine Außenverzahnung 26 auf und bildet damit die axiale Steckverbindung 27 mit dem Eingangsteil 18 des Dämpfers 13.

Eingangsteil 18 und Ausgangsteil 17 schließen in einem von ihnen gebildeten axialen Zwischenraum ein flanschartiges Zwischenteil 27 ein, das gleichzeitig das Ausgangsteil der ersten Dämpferstufe 28a und Eingangsteil der zweiten Dämpferstufe 28b ist. Eingangsteil 18, Ausgangsteil 17 und Zwischenteil 27 besitzen in an sich bekannter Weise Aufnahmen für die Kraftspeicher in Form von Schraubenfedern

29, 30 für die beiden Dämpferstufen 28a, 28b.

Eingangsteil 18 und Zwischenteil 27 sowie Zwischenteil 27 und Ausgangsteil 17 sind axial miteinander mittels Befestigungsmitteln – hier in Form von Nieten 31, 32 – verbunden, wobei die relative Verdrehbarkeit gegeneinander durch ein vorgegebenes Umfangsspiel dadurch begrenzt wird, daß die Nieten 31, 32 durch längliche, auf einem Umfang im Eingangsteil 18 und im Zwischenteil 27 angeordnete Ausnehmungen 33, 34 geführt sind, welche nach Aufbrauchen des Umfangsspiels einen Anschlag für die Nieten 31, 32 bilden. Zur axialen Sicherung der Nieten 31, 32 sind auf der Seite der Ausnehmungen 33, 34 ringförmige Membranen 35, 36 vorgesehen. Die axiale Beabstandung des Eingangsteils 18 vom Zwischenteil 27 und des Zwischenteils 27 vom Ausgangsteil 17 erfolgt durch zwischen den Teilen angebrachte, axial wirksame Kraftspeicher wie in diesem Ausführungsbeispiel die Tellerfedern 44, 45.

Das Eingangsteil 18 weist an seinem Innenumfang ein den Kraftspeichern 30 zur Optimierung des axialen Bau- raums vorgesehenes Profil aus, das in die Ausbildung eines axial ausgerichteten Flanschteils 30 übergeht, das eine axiale Verzahnung 21 aufweist und damit mit der Außenverzahnung 39 des Reibbelagträgers 38 einen Formschluß bildet. Der Reibbelagträger 38 ist mit axialen in Richtung Steuerkolben 43 abgebogenen Laschen 40 auf einer an dem Steuerkolben 43 vorgesehenen Schulter 41 zentriert und trägt im radial äußeren Bereich beidseitig Reibbeläge 42, wobei der Reibbelagträger 38 axial zwischen dem Steuerkolben 43 und der Ringscheibe 46, die an der in diesem Bereich radial verlaufenden Gehäuseschale 4 mit Befestigungsmitteln wie hier einer Impulsschweißung 48 verbunden drehfest verbunden ist, wobei die Ringscheibe 46 über den Umfang verteilte Durchlässe 47 aufweist, die für eine Durchflutung und Kühlung der zwischen Ringscheibe 46, dem Steuerkolben 43 und dem Reibbelagträger 38 gebildeten Kammer 49 vorgesehen sind. Die Ringscheibe ist mittels umlaufenden, in der Gehäuseschale 4 angebrachter Zentrier- nasen 57 auf dem Gehäuse 2 zentriert.

Der Steuerkolben 43 bewirkt durch Axialversatz die Schlupf-, Ein- und Ausrückvorgänge der Überbrückungs- kupplung 15, wobei sein Axialversatz durch Beaufschlagung eines Differenzdrucks in der axial zwischen Steuerkolben 43 und Gehäuseschale 4 untergebrachten Kammer 50, die durch die Zuleitung 51 von radial innen her mit Druck- medium aus einer nicht dargestellten Druckpumpe versorgt wird. Zum Abdichten der Kammer 50 ist der Steuerkolben 43 am Innen- und Außenumfang mit Dichtmitteln 51, 52 versehen, wobei der Steuerkolben an einem Umfang wie im Ausführungsbeispiel am Innenumfang in axiale Richtung abgebogen ist, um die Führung des Kolbens zu verbessern und ein Verkanten zu vermeiden. Den Formschluß zum Ge- häuse 2 – um Schlupf über die Dichtmittel des Kolbens 43 zu vermeiden – bildet der Kolben 43 über ein axial ausgebil- detes Profil 54, das in diesem Ausführungsbeispiel aus ring- segmentartigen, sich über den Umfang abwechselnden Ver- tiefungen 53 und Erhebungen 55 besteht, in das das komple- mentär ausgebildete Profil 56 der Gehäuseschale 4 eingreift.

Die Funktionsweise der Kraftübertragungseinrichtung 1 ergibt sich aus dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1 wie folgt: bei geöffneter Überbrückungskupplung 15 wird das Drehmoment über den Antrieb des Turbinenrads 10 durch das Pumpenrad 7, wobei sich das Turbinenrad zur Drehmo- menterhöhung in bekannter Weise am Leitrad 11 mit Frei- lauf abstützt, mittels des Wandlermediums, das die Kammer 12 ausfüllt, auf das Flanschteil 22 übertragen, von wo es spielfrei über die axiale Steckverbindung mit der Verzahnung 20, 26 in das Eingangsteil 19 des Dämpfers 13 einge- leitet wird. Bei geschlossener Überbrückungskupplung 15

erfolgt der Kraftfluß über den Formschluß der zueinander komplementären Profile 54, 56 sowie über das mit dem Ge- häuse 2 verbundenen Ringscheibe 46. Durch den Reibein- griff von Steuerkolben 43 und Ringscheibe 46 auf die Reib- beläge 42 wird das Drehmoment auf den Reibbelagträger 38 geleitet, der mittels der axialen Steckverbindung mit der Verzahnung 21, 40 das Drehmoment an das Eingangsteil 18 überträgt. Vom Eingangsteil 18 wird das Drehmoment im Dämpfer 13 mittel den Kraftspeichern 29, 30 bedämpft, der Verdrehwinkel beider Dämpferstufen 28a, 28b wird dabei durch die Anschläge 33, 34 begrenzt und ist auf die Kennli- nien und Eigenschaften der Kraftspeicher 29, 30 abge- stimmt. Falls eine Reibungskomponente im Dämpfer 13 bzw. in den beiden Dämpferstufen 28a, 28b notwendig ist, werden die Kraftspeicher 44, 45 unabhängig voneinander so ausgelegt, daß ein Reibeingriff zwischen den Sicherungs- membranen 35, 36 und dem Eingangsteil 17 für die erste Dämpferstufe 28a bzw. dem Zwischenteil für die zweite Dämpferstufe 28b entsteht.

Das Ausgangsteil 17 des Dämpfers 13 leitet das Drehmo- ment an die Nabe 14 als Abtriebssteil der Kraftübertragungs- einrichtung 1 weiter, die es in die Getriebewelle einleitet.

Fig. 2 zeigt eine erfindungsgemäße, der Kraftübertra- gungseinrichtung 1 ähnliche Ausgestaltungsform einer Kraftübertragungseinrichtung 101 mit einem veränderten Dämpfer 113. Pumpenrad 107, Leitrad 111, Turbinenrad 110 sowie Aufbau, Funktion und Anordnung der Überbrückungs- kupplung 115 sind in gleicher Weise vorgesehen wie dies im Zusammenhang mit Fig. 1 beschrieben wurde.

Die axiale Steckverbindung 178 wird in diesem Ausführungs- muster aus dem Flanschteil 122 gebildet, das in über den Umfang verteilte Ausnehmungen 120 des Eingangsteils 118 spielfrei eingreift. Das Flanschteil 122 ist an seinem In- nenumfang mit der Schale 123 des Turbinenrads 110 verbun- den – im gezeigten Ausführungsbeispiel über die Ver- schweißung 124. Danach folgt es dem radialen Verlauf der Turbinenschale 123 und ist axial in Richtung Dämpfer 113 abgebogen, wobei es mit der axialen Verzahnung 126 in die Ausnehmungen 120 des Eingangsteils 118 eingreift. Die Verzahnung erfolgt radial innerhalb der ersten Dämpferstufe 128a und radial außerhalb der zweiten Dämpferstufe 128b, wobei das axial ausgebildete Flanschteil 122 durch länglich ausgebildete, entlang eines Umfangs angeordneten Ausneh- mungen 133 des Zwischenteils 117, das als Ausgangsteil der ersten Dämpferstufe 128a vorgesehen ist, hindurch greift und gleichzeitig den Anschlag für die mögliche Relativver- drehung zwischen Eingangsteil 118 und Zwischenteil 117 innerhalb des von den Ausnehmungen 133 begrenzten Win- kelbereichs bildet. Auf diese Weise werden die Kraftspei- cher 129 bei größeren Verdrehwinkeln überbrückt und vor möglichen schädlichen Einwirkungen bei hohen Drehmo- mentstößen geschützt. Die Kraftspeicher der ersten, radial außen angebrachten Dämpferstufe 128a sind in diesem Aus- führungsbeispiel als in Art und Weise bekannte Bogenfe- dern 129, die durch eine durch das axial am Außenumfang in Richtung Turbinenrad 110 umgebogene Eingangsteil 118 und einem zusätzlichen, ringförmig die Bogenfedern von der dem Turbinenrad 110 zugewandten Seite her umschlie- ßenden Seitenteil 118a gebildeten Kammer 118b radial au- ßen aufgenommen und abgestützt sind, vorgesehen, wobei die Kammer 118b sich in Längsrichtung der Bogenfedern 129 anschließende Beaufschlagungseinrichtungen in Form von Einbuchtungen 118c des Eingangsteils 118 und des Sei- tenteils 118a aufweist und zwischen der Innenseite des Kammerumfangs der Kammer 118b und den Bogenfedern 129 Verschleißschutzschalen eingelegt sein können. Axial zwischen dem Eingangsteil 118 und dem Seitenteil 118a ist das Zwischenteil 127 als Ausgangsteil der ersten Dämpfer-

stufe 128a untergebracht, welches als ausgangsseitige Beaufschlagungseinrichtungen an seinem Außenumfang radial angebrachte Ausleger 127a aufweist. Mit Befestigungsmitteln wie in diesem Ausführungsbeispiel die Niete 131 ist an dem Zwischenteil 127 ein weiteres radial ausgerichtetes Flanschteil 127b angeordnet, das zusammen mit dem Zwischenteil 127 die Kraftspeicher der zweiten Dämpferstufe 128b – in diesem Ausführungsbeispiels kurze, steife über einen Umfang annähernd gleichmäßig verteilte Schraubenfedern 130 – unter Ausbildung an sich bekannter Ausnehmungen 130a aufnimmt. Die ausgangsseitige Beaufschlagung übernimmt das axial zwischen Zwischenteil 127 und dem Flanschteil 127b angeordnete Ausgangsteil 117 mit den Dimensionen der Schraubenfedern 130, die in diesem Ausführungsbeispiel aus ineinander geschachtelten Schraubenfedern bestehen, entsprechenden Ausnehmungen 117a. An seinem Außenumfang weist das Ausgangsteil 117 über den Umfang radial nach außen gerichtete Ausleger 117b auf, die in im Flanschteil 127b vorgesehene Ausnehmungen 127c mit Spiel eingreifen, so daß der vorgesehene Verdrehwinkel für die zweite Dämpferstufe 128b ermöglicht wird und nach Aufbrauchen des Verdrehwinkels durch die Ausleger 117b und die Ausnehmungen 127c ein Anschläge zur Überbrückung der zweiten Dämpferstufe 128b gebildet werden.

Durch axiale Zwischenlegung von axial wirkenden Kraftspeichern – hier der Tellerfedern 144, 145 – werden die jeweiligen Ein- und Ausgangsteile 118, 127 bzw. 127, 117 der ersten und zweiten Dämpferstufe 128a, 128b voneinander beabstandet, wobei mittels entsprechender Federkonstanten der Tellerfedern 144, 145 ein gewünschtes Reibmoment an den Reibflächen 144a, 145a eingestellt werden kann.

Das Ausgangsteil 117 und das Abtriebssteil 114 mit der Innenverzahnung 116 zum Kraftschluß mit der nicht gezeigten Getriebewelle sind in dem vorliegenden Ausführungsbeispiel aus einem Teil gebildet.

Fig. 3 zeigt ein den Kraftübertragungseinrichtungen 1, 101 ähnliches Ausführungsbeispiel einer Kraftübertragungseinheit 201 mit einem Gehäuse 202, das ebenfalls einen Drehmomentwandler 203 aufnimmt. Das Pumpenrad 208 und das Leitrad 211 sind in gleicher Weise aufgebaut und angeordnet, wie dies im Zusammenhang mit Fig. 1 beschrieben wurde.

Das Turbinenrad 210 ist mittels eines Wälzlagers 211a vom Leitrad 211 verdrehbar beabstandet und mit einer Nabe 210a mittels der Verschweißung 210b beispielsweise nach dem Impulsschweißverfahren verbunden. Die Nabe 210a zentriert sich auf einer sich axial in Richtung Leitrad 211 erstreckenden Nase 214b der Nabe 214 mit einer Innenverzahnung 216 zum Formschluß mit einer außenverzahnten Getriebewelle 272, die das Abtriebssteil der Kraftübertragungseinheit 201 bildet, wobei die Nase 214b radial um die gehäusesafeste Hülse 270, auf der sich das Leitrad 211 mittels eines Freilaufs 271 abstützt, zur Optimierung des axialen Bau-raums angeordnet ist. Die Nabe 210a ist mittels eines Sicherungs-rings 214a axial auf der Nase 214b fixiert und weist zur Begrenzung des Verdrehwinkels zwischen Turbinenrad 210 und Nabe 214 – also dem Wirkbereich des Dämpfers 213 – axial ausgerichtete Bolzen 273 auf, die in Ausnehmungen 274 der Nase 214, die gleichzeitig das Ausgangsteil 217 des Dämpfers 213 darstellen, mit dem erforderlichen Verdrehspiel eingreifen.

Zur Aufnahme des Steuerkolbens 243 der Überbrückungskupplung 215 ist eine weitere Nabe 275 vorgesehen, die auf der Getriebewelle 272 gleitgelagert ist und axial gegen die Nabe 214 sich mittels eines Wälzlagers 275a verdrehbar gegen das Gehäuse 202 abstützt, wobei in einer zuerst axial und dann radial nach außen verlaufenden Wandung 202a, 202b des Gehäuses 202 axial und radial verlau-

fende Verzahnungen vorgesehen sind, die mit komplementären Verzahnungen 275b der Nabe 275 einen Formschluß bilden. Auf dem axial verlaufenden Außenumfang der Nabe 275 ist eine Dichtung 251 vorgesehen, mit der der Kolben 243 abgedichtet wird.

Im weiteren radialen Verlauf sind im Kolben 243 umlaufende den Reibbelagträgern 238 axial zugewandte Ausformungen 243a ausgebildet, die bei Axialversatz auf die Reibbelagträger 238 mit beidseitigen Reibbelägen 242 und auf die Kupplungslamellen 238a einwirken und Schlupf-, Ein- und Ausrückvorgänge der Überbrückungskupplung 215 bewirken. Die axiale Auslenkung des Kolbens 243 erfolgt durch Anlegen von Druckunterschieden durch Beaufschlagung mit Druckmedium durch eine nicht näher dargestellte Zuleitung in der von ihm gebildeten und dicht abgeschlossenen Kammer 250, wobei die radial äußere Dichtfläche am Außenumfang des Kolbens 243 mittels einer Dichtung 252 gegen die Gehäuseschale 204 erfolgt.

Die Kupplungslamellen 238a sowie eine als Anschlag dienende Ringscheibe 277 sind an ihrem Außenumfang mittels einer Verzahnung drehfest in den äußeren, mit der Gehäuseschale 204 verschweißten Lamellenträger 276 eingehängt, wobei der Lamellenträger 276 axial durch einen Sicherungsring 276a fixiert ist. Die Reibbelagträger 238 sind an ihrem Innenumfang mittels einer Verzahnung in den inneren Lamellenträger 218e drehfest eingehängt, so daß bei einem Reibeingriff zwischen Kupplungslamellen 238a und Reibbelägen 242 eine kraftschlüssige Verbindung zwischen Gehäuse 202 und innerem Lamellenträger 218e entsteht, der das anliegende Drehmoment an das Eingangsteil 218 weiterleitet. Dazu ist der innere Lamellenträger ringförmig mit einem annähernd rechtwinkligen Profil versehen, dessen innerer, axial in Richtung Gehäuseschale 204 ausgerichteter Schenkel die Reibbelagträger 238 aufnimmt und dessen zweiter nach radial außen gerichteter Schenkel mit einem radial verlaufenden Bereich des Eingangsteils 218 mittels Befestigungsmitteln wie in dem gezeigten Beispiel in Form von umlaufenden Niete 231 drehfest verbunden ist.

Das Eingangsteil 218 des Dämpfers 213 nimmt bei eingrückter und schlupfender Überbrückungskupplung 215 wie beschrieben das eingeleitete Drehmoment auf. Bei ausgerückter und schlupfender Überbrückungskupplung 215 wird das Drehmoment – bzw. bei schlupfender Kupplung 215 ein Anteil davon – vom Turbinenrad 210 über eine axial Steckverbindung 278 in derselben Anordnung an das Eingangsteil 218 eingeleitet wie unter Fig. 1 beschrieben, wobei das Eingangsteil 218 zugleich mit dem Seitenteil 218a die die Bogenfedern 229 aufnehmende Kammer 218b mit der zwischen den Kontaktflächen eingelegten Verschleißschuttschale 218d mit der Anordnung und Funktion der Kammer 218b wie unter Fig. 2 beschrieben ausbildet. Zur Bildung der axialen Steckverbindung 278 ist der axial abgebogene Teil des Eingangsteils 218 an dessen Außenumfang in Richtung Turbinenrad so verlängert, daß es mittels der vorgesehenen Axialverzahnung 226 in die Außenverzahnung 220 des am Turbinenrad befestigten, radial ausgerichteten Flanschteils 222 eingreifen kann.

Eingangsteil 218 und Seitenteil 218a sind miteinander mittels Befestigungsmitteln wie in diesem Ausführungsbeispiel mit Niete 231 verbunden, die zur Beabstandung dieser Beabstandungsbolzen 231a aufweisen, wobei in dem axial gebildeten Zwischenraum das als Scheibenteil 227 ausgebildete Zwischenteil 227 angeordnet ist, das als Ausgangsteil der ersten Dämpferstufe 228a und als Eingangsteil der zweiten Dämpferstufe 228b vorgesehen ist. Der nähere Aufbau des Scheibenteils 227 ist als Teilansicht in Fig. 4 näher erläutert.

Die Fig. 3 und 4 zeigen ein Scheibenteil 227 mit am Au-

Benumfang angeordneten sich radial erstreckenden Auslegern 227a, die als ausgangssseitige Beaufschlagungseinrichtungen für die Bogenfedern (Fig. 3) dienen. Im weiteren radial nach innen erfolgenden Verlauf des Scheibenteils 227 sind über den Umfang verteilte, längliche Ausnehmungen 233, durch die Nieten 231 durchgreifen, wodurch ein die Maximalverdrehung zwischen Ein- und Ausgangsteil der ersten Dämpferstufe 228a bestimmender Verdrehwinkel ermöglicht wird. Sobald die Nieten 231 an den Ausnehmungen 233 umfangsseitig anschlagen wird die erste Dämpferstufe 228a überbrückt und das eingeleitete Drehmoment wird über die Kontaktstelle von Nieten 231 und Ausnehmungen 233 übertragen, wodurch die Bogenfedern vor höheren Drehmomenten und Verdrehwinkeln geschützt werden. In dem gezeigten Ausführungsbeispiel liegen die Nieten 231 im Ruhezustand nicht in der Mitte der Ausnehmungen 233 – entlang des Umfangs betrachtet –, das heißt, der Verdrehwinkel ist nicht in beide Drehrichtungen gleich sondern in Schubrichtung kleiner als in Zugrichtung. In einem nicht gezeigten, erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel können die Nieten 231 direkt an der Begrenzung 233a der Ausnehmungen 233 anliegen, so daß in Schubrichtung diese Dämpferstufe ohne Verdrehwinkel sofort überbrückt wird und somit ein in Schubrichtung einstufiger und in Zugrichtung zweistufiger Dämpfer entsteht. Radial dem Verlauf nach innen folgend sind weitere, über den Umfang verteilte Ausnehmungen 227b zur Aufnahme der Kraftspeicher in Form von kurzen, ineinander geschachtelten Schraubenfedern 230 (Fig. 3) ausgebildet, bei denen radial außen in axial der Überbrückungskupplung 215 zugewandten Anformungen 230a zur axialen Sicherung der Schraubenfedern 230 vorgesehen sind. Mittels durch die radial zwischen den Ausnehmungen 233, 227b vorgesehenen, umfangsverteilten Bohrungen 227c (Fig. 4) geführten Nieten 232 wird – im folgenden durch die Fig. 3 dargestellt – das Scheibenteil 227 mit einem weiteren, Ausnehmungen mit axial in Richtung des Turbinenrad abgebogenen Anformungen 227c zur Aufnahme der Schraubenfedern 230 aufweisenden Flanschteil 227b verbunden, wobei das Flanschteil 227c topfförmig in axiale ausgedehnt ist, damit axial zwischen das Zwischenenteil 227 und das Flanschteil 227b die radial verlängerte und scheibenförmig ausgestaltete, als Ausgangsteil 217 des Dämpfers 213 sowie der zweiten Dämpferstufe 228b dienende Nabe 214 angeordnet werden kann. Zur Aufnahme und Beaufschlagung der Schraubenfedern 230 sind im Ausgangsteil 217 über den Umfang verteilte Ausnehmungen 217a vorgesehen, so daß die Nabe 217 gegen die Wirkung der Schraubenfedern 230 gegenüber dem Zwischenenteil 227 verdrehbar ist und dadurch die Dämpfung der zweiten Dämpferstufe 228b bewirkt wird, wobei der Verdrehwinkel durch die Anschläge 273 in den Ausnehmungen 274 begrenzt wird.

Eingangsteil 218 und Ausgangsteil 227 der ersten Dämpferstufe 228a sowie Eingangsteil 227 und Ausgangsteil 217 sind durch Zwischenlegung der als axial wirkende Kraftspeicher vorgesehen Tellerfedern 244, 245 gegeneinander verspannt, so daß bei entsprechender Wahl der Federkennlinien, eine Reibwirkung zwischen den Ein- und Ausgangsteilen 218, 227 bzw. 227, 217 an den Reibflächen 244a, 245a eingestellt werden kann, wobei die Reibfläche 245 am Eingangsteil durch über den Umfang verteilte Nasen 245b am Seitenteil 218a vorgesehen ist.

Fig. 5 zeigt eine Ausgestaltungsform eines Dämpfers 313 in einstufiger Bauweise. Die zu übertragenden Drehmomente werden in den Dämpfer 313 über die beiden das Eingangsteil 318 bildenden Seitenteile 318a, 318b eingebracht. Die von der Überbrückungskupplung 315 beigesteuerten Drehmomentanteile werden über die Verzahnung 321 des

Seitenteils 318a des Eingangsteils 318 in den Dämpfer 313 eingeleitet. Die Einleitung des von dem Turbinenrad 310 beigesteuerten Drehmomentanteils erfolgt über die erfindungsgemäße axiale Steckverbindung 378 in das Eingangsteil 318 in Form seines Seitenteils 318b. Dazu ist ein Scheibenteil 322 vorgesehen, das mit dem Turbinenrad 310, der als Abtriebsteil fungierenden Nabe 314, die mit der Getriebewelle 372 mittels einer Verzahnung 316 verbunden ist, und dem Ausgangsteil 317 mittels Nieten 332 verbunden ist, wobei Abstandsbolzen 332a eine Verdrehung von Ausgangsteil 317 gegenüber Turbinenrad 310, Nabe 314 und Scheibenteil 322 in einem von länglichen Ausnehmungen 334 vorgesehenen Bereich ermöglichen. Das Scheibenteil 322 ist mit einer Außenverzahnung 314a der Nabe 314 spielfrei verzahnt und bildet an seinem Außenumfang die spielfreie axiale Steckverbindung 378 mit ihrer Außenverzahnung 326. In die Außenverzahnung 314a der Nabe 314 greift weiterhin das Ausgangsteil 317 des Dämpfers 313 mit einer Innenverzahnung 317a mit einem Zahnflankenspiel ein, das den Winkel der Maximalverdrehung von Ein- und Ausgangsteil gegen die Wirkung der Kraftspeicher 329 festlegt, wobei zu beachten ist, daß die Ausnehmungen 334 und radial außen im Ausgangsteil 317 weiteren vorgesehenen, länglichen Ausnehmungen 333 einen größeren Verdrehwinkel zulassen. Prinzipiell ist es jedoch denkbar, daß irgendeine dieser drei Einrichtungen 317a, 333, 334 den maximalen Verdrehwinkel festlegt.

Die Kraftspeicher 329 sind als Bogenfedern 329 ausgebildet. Die Ausbildung der die Bogenfedern 329 aufnehmenden Kammer 318c sowie die Anordnung und Funktion der Beaufschlagungseinrichtungen wurden bereits in den Fig. 2 und 3 beschrieben.

Die Seitenteile 318a, 318b sind axial mittels Nieten 331 und Abstandsbolzen 331a verbunden und so beabstandet, daß axial dazwischen das Ausgangsteil 318 angeordnet werden kann, wobei zwischen dem Seitenteil 318a und dem Ausgangsteil 317 eine axial wirkende Tellerfeder vorgesehen ist, die den Reibeingriff zwischen dem Ausgangsteil 317 und einer im Seitenteil 318b vorgesehen, umlaufenden Nase 318 festlegt.

In Fig. 6 ist eine weitere Ausführungsform eines zweistufigen Dämpfers 413 gezeigt, wie er in Fig. 3 beschrieben wurde, allerdings mit folgenden unterschiedlichen Merkmalen:

das Turbinenrad 410 ist direkt auf der das Abtriebsteil bildenden Nabe 414 relativ verdrehbar auf einer dafür vorgesehenen Schulter 414b zentriert und mittels eines Sicherungsrings axial gesichert. Dadurch kann die in Fig. 3 beschriebene Nabe 210a entfallen. Die auf einen Umfang verteilten, die Maximalverdrehung zwischen Ausgangsteil 417 und dem Eingangsteil 418 begrenzenden Bolzen 473 sind aus der Nabe 414 direkt in axiale Richtung ausgebildet und greifen in das radial nach innen verlängerte, zur Bildung des Anschlags mit länglichen, auf einem Umfang angeordneten Ausnehmungen 474 ausgestattete Eingangsteil 418 ein. Zur Bildung des Formschlusses zur – nicht gezeigten – Überbrückungskupplung ist mittels umlaufenden Nieten 231 ein im Profil rechtwinkliger Ring 418c vorgesehen, der mit seinem radial ausgerichteten Schenkel mit dem Eingangsteil 418 vernietet ist und mit seinem axial ausgerichteten Schenkel mit einem axial angebrachten Profil den Formschluß zur Überbrückungskupplung bildet.

Fig. 7 zeigt ein weiteres erfindungsgemäßes Ausführungsmuster einer Kraftübertragungseinrichtung 501 mit einem einstufigen Dämpfer 513 und einer veränderten Überbrückungskupplung 515.

Der axial verschiebbare und auf der Getriebewelle 572 zentrierte und abgedichtete Steuerkolben 543 der Überbrück-

kungskupplung 515 trägt im Bereich des radialen Außenumfanges an der axial der Gehäuseschale 504 mit der Reibfläche 504a zugewandten Seite einen Reibbelag 542, der bei geschlossener oder schlupfender Kupplung in Reibeinwirkung zur Reibfläche 504a der Gehäuseschale 504 steht und damit Drehmoment auf das Eingangsteil 518, das aus den Seitenteilen 518a und 518b besteht, einleitet.

Zwischen Gehäuseschale 504 und Kolben 543 wird über eine nicht gezeigte Ableitung nahe der Getriebewelle 572 Wandlermedium abgesaugt, wodurch verglichen mit der Wandlerkammer 512 ein Unterdruck entsteht, der eine axiale Auslenkung des Kolbens 543 zur Folge hat, wodurch die Steuerung der Schlupf-, Ein- und Ausrückvorgänge der Überbrückungskupplung 515 ermöglicht wird. Der Reibeingriff der Reibfläche 504a auf die Reibbeläge 542 kann dabei so gesteuert werden, daß die Überbrückungskupplung 515 schlupft und dabei die Reibbeläge 542 durch das vorbeifließende Wandlermedium gekühlt werden. Es ist allerdings auch möglich die Überbrückungskupplung ohne Schlupf einzurücken. Reibfläche 504a und Steuerkolben 543 sind im Bereich des Reibeingriffs konisch gestaltet, so daß über Fliehkrafteinwirkung das Einrücken und der Reibeingriff der Überbrückungskupplung gefördert wird.

Radial innerhalb der Reibbeläge 542 weist der Kolben 543 über den Umfang verteilte axial zum Eingangsteil 518 hin gerichtete Ausformungen 543a mit Bohrungen auf, durch die der Kolben 543 mittels Bolzen 543 mit den Seitenteilen 518a, 518b drehfest aber axial verschiebbar verbunden ist. Hierzu sind die beiden Seitenteile 518a, 518b am Außenumfang mit nicht gezeigten Nieten vernietet, während die Bolzen 543b in am Außenumfang offene Ausnehmungen 518c der Seitenteile 518a, 518b eingehängt sind und dadurch ein Axialspiel zwischen Kolben 543 und dem Eingangsteil 518 zulassen, damit bei Ein- und Ausrückvorgängen auftretende Spannungen zwischen Kolben 543 und Eingangsteil 518, das bereits mit Drehmoment beaufschlagten ist, negativ auf die axiale Beweglichkeit des Kolbens 543 bemerkbar macht.

Die Drehmomenteinleitung durch das Turbinenrad 510 mittels einer auf der als Abtriebssteil vorgesehenen Nabe 514 zentrierten Turbinennabe 510a, die mit dem Turbinenrad 510 fest verbunden ist und dazu im Bereich des Außenumfanges über den Umfang verteilte axial ausgerichtete Nasen 573 aufweist, die spielfrei zur Vermeidung einer einseitigen Einleitung des Drehmoments in Ausnehmungen 574 beider Seitenteile 518a, 518b eingreift und dadurch die erfindungsgemäße axiale Steckverbindung 578 zwischen Turbinenrad 510 und Eingangsteil 518 bildet.

Das aus der Nabe 514 gebildete, scheibenartige Ausgangsteil 517 bildet mit dem Eingangsteil 518 und den hier als ineinandergeschachtelte Schraubenfedern 530 ausgestalteten Kraftspeicher eine an sich bekannte Dämpfungseinrichtung 513, wobei der Verdrehwinkel von Ein- und Ausgangsteil 518, 518 entgegen der Wirkung der Kraftspeicher 530 durch im Ausgangsteil 518 vorgesehene, über den Umfang verteilte Ausnehmungen 574, durch die die Nasen 573 durchgeführt sind, begrenzt wird, sobald die Nasen 573 an den Ausnehmungen 574 anschlagen.

Fig. 8 zeigt eine weitere Ausgestaltungsmöglichkeit einer Dämpfungseinrichtung 613 der erfindungsgemäßen Kraftübertragungseinrichtung. Im Unterschied zu den bereits beschriebenen Dämpfungseinrichtungen ist die Nabe 614 aus zwei Nabenteilen 614a, 614b aufgebaut, wobei das Nabenteil 614a auf der Getriebeeingangsseite 672 gelagert sowie mit ihr spielfrei und drehfest verbunden ist und das Nabenteil 614b mittels einer axial in Richtung Getriebe weisenden Schulter 614d aufnimmt und zentriert. Das Nabenteil 614b ist axial mittels des Sicherungsringes 614c gesichert. Das

Turbinenrad 610 ist mit dem Nabenteil 614b fest verbunden beispielsweise verschweißt oder verstemmt. Zur Ausbildung einer spielbehafteten Verzahnung zwischen dem ersten und dem zweiten Nabenteil 614a, 614b sind in dem zweiten Nabenteil 614b über den Umfang verteilte, sich axial erstreckende Nasen 673 vorgesehen, die in Ausnehmungen 674 des Nabenteils 614a eingreifen, wobei sich die Ausnehmungen 674 in Umfangsrichtung soweit erstrecken, daß die Nasen 673 gegen die Ausnehmungen 674 in einem gewünschten Winkel eine Relativverdrehung von Turbinenrad 610 und Nabe 614a unter Zwischenschaltung der Dämpfungseinrichtung 613 gegeneinander zulassen. Axial zwischen den beiden Nabenteilen 614a, 614b ist das Ausgangsteil 617 der Dämpfungseinrichtung 613 auf dem Nabenteil 614a zentriert und mit ihm mittels der Verstemmung 614e drehfest verbunden. Am Nabenteil 614a sind zur Anlage des Ausgangsteils 617 sich axial erstreckende, über den Umfang verteilte Nasen oder ein umlaufender Ring 614f vorgesehen. Das flanschförmige Ausgangsteil 617 der Dämpfungseinrichtung 613 weist in ihrer Lage den Ausnehmungen 674 entsprechende Ausnehmungen 675, durch die die Nasen 673 des Nabenteils 614b hindurch greifen, auf, wobei es zweckmäßig ist, die Ausdehnung der Ausnehmungen bezüglich der Erstreckung in Umfangsrichtung größer als die der Ausnehmungen 674 vorzusehen, damit die Begrenzung des Verdrehspiels durch die Ausnehmungen 674 erfolgt, um eine Kraftübertragung auf das Nabenteil 614a über die Verstemmung 614e, die dann bezüglich der zu übertragenden Momente nicht hierfür ausgelegt werden muß, auszuschließen. Die Funktion der weiteren Bauteile der Dämpfungseinrichtung 613 ist mit den übrigen, bereits beschriebenen Dämpfungseinrichtungen vergleichbar.

Die Fig. 9–12 zeigen dem Dämpfer 213 der Fig. 3 ähnliche Ausführungsbeispielen mit Dämpfern 713a–d als Teilschnitte, die gegenüber dem Dämpfer 213 und teilweise untereinander durch die unterschiedliche Ausgestaltung des Eingangsteils 718a–d und des Ausgangsteils 717 unterscheiden.

Im Gegensatz zu dem mit der Nabe 214 einteilig ausgestalteten Ausgangsteil 217 in Fig. 3 sind in den Dämpfern 713a–d der Fig. 9–12 die Ausgangsteile 713 und Naben 714 zweiteilig ausgestaltet, wobei die Ausgangsteile 713 als Blechformteile ausgebildet sind und auf der Nabe 714 drehfest zentriert befestigt, beispielsweise aufgeschraubt sind. Die scheibenförmigen Ausgangsteile 717 nehmen in über den Umfang verteilten fensterförmigen Ausnehmungen 717a die Energiespeicher 730 der zweiten Dämpferstufe auf und begrenzen den Verdrehweg der zweiten Dämpferstufe dadurch, daß im Außenumfangsbereich der Ausgangsteile 717b in entsprechende in dem Scheibenteil 727b, das als Eingangsteil der zweiten Dämpferstufe dient, vorgesehene Ausnehmungen mit dem erforderlichen Verdrehspiel eingreifen.

In den Dämpfern 713a, 713c der Fig. 9 und 11 sind die Eingangsteile 718a, 718c des Dämpfers, die ein zu übertragendes Drehmoment von der Wandlerüberbrückungskupplung 715 und/oder vom Turbinenrad 710 auf den Dämpfer 713a, 713c übertragen, einteilig ausgeführt, das heißt, sie weisen im Bereich ihres Innenumfangs einen axial angeformten Ansatz 778a, 778c auf, der ein Profil 780a, 780b aufweist, in das die Lamellen 742a, 742b der Wandlerüberbrückungskupplung 715 dreh-schlüssig eingreifen. Dabei ist das Profil 780a (Fig. 9) am Außenumfang des Ansatzes 778a angeprägt, während das Profil 780c (Fig. 11) mittels über den Umfang des Ansatzes 778c verteilter, axialer Ausnehmungen, in die die entsprechend profilierten Lamellen 742b dreh-schlüssig eingreifen, gebildet wird.

Die Dämpfer 713b, 713d der Fig. 10, 12 weisen ein Eingangsteil 718b, 718d auf, das mit dem im Querschnitt L-förmigen Flanschteil 778b, 778d fest verbunden, vorzugsweise wie hier gezeigt, vernietet ist. Die Flanschteile 778b, 778d weisen entsprechend den Ansätzen 778a, 778c der Fig. 9, 11 entsprechende Profile 780b, 780d zur Bildung einer dreh-schlüssigen Verbindung mit den Lamellen 742a, 742b der Wandlerüberbrückungskupplung 715 auf.

In Fig. 13 ist ein Ausführungsbeispiel einer Kraftübertragungseinrichtung 801 im Schnitt dargestellt, deren – hier zweistufig, in Reihe geschaltet gezeigter – Dämpfer 813 im Bereich seines Außenumfangs axial fest auf dem Turbinenrad 810 aufgenommen und axial im Bereich seines Innenumfangs axial verlagerbar auf der Nabe 814 dreh-schlüssig verbunden ist.

Die Anbindung des Dämpfers 813 an die Turbinenschale 823 des Turbinenrads 810 erfolgt mittels einer Schweißnaht oder Schweißpunkten 822a unter Verwendung an sich bekannter Schweißverfahren wie beispielsweise Induktiv-schweißen, Laserschweißen, Impulsschweißen und dergleichen. Es versteht sich, daß jede andere Befestigungsart wie beispielsweise Nieten sowie Selbstverriegelungseinrichtungen ebenfalls vorteilhaft sein können. In dem gezeigten Ausführungsbeispiel wird an der Turbinenschale 822 ein Befestigungsflansch 822 – oder wahlweise über den Umfang verteilte, kreissegmentförmige Befestigungs-nasen – angebracht, beispielsweise mit dieser verschweißt, über dessen Außenumfang axial der axial ausgerichtete Ansatz 820 des Eingangsteils 819 geschoben und anschließend an diesem wie oben beschreiben befestigt wird. Vorteilhaft kann es sein, den Befestigungsflansch 822 bereits zentriert an der Turbinenschale 823 anzubringen und das Eingangsteil 819 zentriert an diesem zu befestigen.

Eine weitere oder alternative Zentrierung der zweiten Dämpferstufe an der ersten Dämpferstufe kann zur Vermeidung von Relativbewegungen der beiden Dämpferstufen gegeneinander von Vorteil sein. Hierzu kann beispielsweise im Bereich 888 dadurch zentriert werden, daß durch radiales Übergreifen eines zum Eingangsteil der ersten Dämpferstufe gehörigen Bauteils 818a über ein zum Ausgangsteil der ersten Dämpferstufe beziehungsweise zum Eingangsteil der zweiten Dämpferstufe gehöriges Bauteil 827b die beiden Dämpferstufen zueinander positioniert werden.

Das Ausgangsteil 817 des Dämpfers 813 ist mittels einer Innenverzahnung 817, die in eine Außenverzahnung 814a der Nabe 814 eingreift, mit der Nabe gegenüber der Nabe 814 axial verlagerbar und dreh-schlüssig verbunden, so daß Spannungen zwischen der äußeren Befestigung 822a und der inneren Aufnahme des Dämpfers 813 vermieden werden.

Das Turbinenrad 810 ist mittels einer Turbinennabe 873 begrenzt verdrehbar auf einer axial vorstehenden Schulter 814b der Nabe 814 gelagert und axial mittels eines Sicherungs-rings 814c gesichert. Mittels an der Turbinennabe 873 axial vorstehender und über den Umfang verteilter Nocken 873a, die in die Außenverzahnung 814a der Nabe 814 mit Verdrehspiel eingreifen, wird die Relativverdrehung des Turbinenrads 810 gegen die Nabe 814 und damit der Arbeitsbereich des Dämpfers 813 begrenzt. Es versteht sich, daß die Verzahnung 817a des Ausgangsteils 817 und die Nocken 873a des Turbinenflansches 873 nicht wie in Fig. 13 gezeigt axial nebeneinander sondern in vorteilhafter Weise zur Minimierung des axialen Bauraums auch radial übereinander angeordnet sein können, wobei vorzugsweise die Nocken 873a radial innerhalb der Verzahnung 817a angeordnet werden.

Fig. 14 zeigt einen gegenüber dem Dämpfer 813 der Fig. 13 geänderten Dämpfer 913, dessen scheibenförmiges Ein-

gangsteil 927b der zweiten Dämpferstufe im Bereich seines Innenumfangs so angeformt ist, daß mittels eines axial ausgerichteten Ansatzes 927c der Dämpfer 913 auf der Außenverzahnung 914a der Nabe 914 zentriert werden kann. Über die Zentrierung 988 kann die erste Dämpferstufe 928a auf der zweiten Dämpferstufe 928b zentriert werden. Die axial fest und dreh-schlüssige Anbindung des Eingangsteils 918 an die – nicht gezeigte – Turbinenschale kann daher mit verminderter Toleranz, beispielsweise nach der in Fig. 15 gezeigten Ausführungsform, erfolgen.

Eine Alternative zu der Befestigung des Dämpfers 813 an die Turbinenschale 823 mittels eines Befestigungsflanschs 822 – wie in Fig. 13 gezeigt – ist als Detail in Fig. 15 dargestellt. Der axiale Ansatz 920 des Eingangsteils 918 des Dämpfers ist an seinem freien Ende 920 an den Verlauf der Turbinenschale 923 des Turbinenrads 910 angepaßt und umlaufend oder mittels einzelnen Schweißpunkten 922a verschweißt.

Fig. 16 zeigt ein weiteres dem Ausführungsbeispiel der Fig. 13 ähnliches Ausführungsbeispiel einer Kraftübertragungseinrichtung 1001 mit einem zu diesem veränderten Nabenbereich mit einer Nabe 1016, die in Fig. 17 in Teilansicht dargestellt ist, in einem Teilschnitt.

Wie aus den Fig. 16 und 17 ersichtlich, sind die beiden Formschlüsse zur Moment- beziehungsweise Kraftübertragung vom Dämpfer 1013 über dessen Ausgangsteil 1017 und vom Turbinenrad 1010 über die Turbinennabe 1073 auf die Nabe 1016 und von dort über die Verzahnung 1016 auf die Getriebewelle 1095 räumlich voneinander getrennt. Am Außenumfang weist die Nabe 1014 ein Außenprofil wie die gezeigte Verzahnung 1014a auf, die mit einem komplementären Innenprofil 1017a des Ausgangsteils 1017 einen vorzugsweise spielfreien und axial verlagerbaren Formschluß bildet. Radial innerhalb dieses Formschlusses sind in der Nabe 1014 über den Umfang verteilte, fensterförmige Öffnungen 1014b – hier in einer Anzahl von vier, wobei auch zwei bis 6 Öffnungen vorteilhaft sein können – ausgenommen, durch die die axial ausgerichteten Nocken 1073a der Turbinennabe 1073 hindurchgreifen und mit einem maximalen Verdrehspiel in Größe eines Winkels α - β , der beispielsweise im Bereich zwischen 10° und 70° bei der Verwendung von vier Öffnungen 1014b liegt, einen Formschluß zwischen der Nabe 1014 und der Turbinennabe 1073, die verdrehbar und axial fest auf der Nabe 1014 aufgenommen ist, herstellen, wobei das Verdrehspiel in vorteilhafter Weise den maximalen Arbeitswinkel α - β des Dämpfers 1013 festlegt. Die Öffnungen 1014b sind aus Stabilitätsgründen im Bereich der Anschläge 1014c für die Nocken 1073a radial in beide Richtungen erweitert und verrundet. Das Außenprofil 1014a ist in Umfangsbereichen 1014d der radialen Erweiterungen 1014c ausgesetzt.

Die axiale feste Andockung des Dämpfers 1073 erfolgt gegenüber dem Ausführungsbeispiel 801 in Fig. 13 in leicht veränderter Weise dadurch, daß der Befestigungsflansch 1022 nicht dem radialen Verlauf der Turbinenschale 1023 angepaßt und dann nach radial außen fortgesetzt ist wie der Befestigungsflansch 823 (Fig. 13), er ist vielmehr als ebener, axial nach außen ausgerichteter Flansch 1022 mit einer an der Kontaktfläche zur Turbinenschale 1023 vorgeschenen Anphasung 1022b ausgestaltet und vorzugsweise an seinem Innenumfang die Anphasung 1022b beidseitig flankierend mittels Schweißnähten oder über den Umfang verteilter Schweißpunkte 1022c, 1022d mit der Turbinenschale 1023 verbunden. Die Verbindung 1022a zwischen dem Befestigungsflansch 1022 und dem Eingangsteil 1018 des Dämpfers 1013 erfolgt wie im Fig. 13 gezeigten Ausführungsbeispiel 801.

Die Funktionsweise des Dämpfers 1013 ist ebenfalls den

Dämpfern 213, 813 der Fig. 3, 13 ähnlich, wobei es sich in den gezeigten Ausführungsbeispielen jeweils um zweistufige Reihendämpfer handelt. Für die Ausgestaltung der Erfindung kann es jedoch auch von Vorteil sein, die Ansteuerung zweistufiger oder mehrstufiger Dämpfer parallel vorzusehen. Es kann weiterhin von Vorteil sein, die einzelnen Dämpferstufen, wie hier die Dämpferstufen 1013a, 1013b zusätzlich zu der Begrenzung des Relativverdrehung des gesamten Dämpfers 1013 mittels der Nocken 1073a in Verbindung mit den Öffnungen 1014b einzeln in ihrem Verdrehwinkel zu begrenzen. Hierzu sind sowohl in der ersten Dämpferstufe 1013a im Ausgangsteil 1077 über den Umfang verteilte, fenstersförmige Öffnungen 1033 vorgesehen, durch die die Nietbolzen 1031 zur Verbindung der beiden Eingangsteile 1018, 1018a mit Verdrehspiel in Umfangsrichtung geführt sind. Bei einer Relativverdrehung der Eingangsteile 1018, 1018a gegen das Ausgangsteil 1077 wirken daher die Nietbolzen 1031 nach Aufbrauchen des Verdrehspiels als Anschläge und überbrücken die Dämpferstufe 1013a.

In entsprechender Weise begrenzen die Nietbolzen 1032 zur Verbindung des Eingangsteils 1077 der zweiten Dämpferstufe 1013b, das auch das Ausgangsteil der ersten Dämpferstufe 1013a darstellt, und des Scheibenteils 1078 den Verdrehwinkel der zweiten Dämpferstufe 1013b, indem sie Anschläge für die am Außenumfang vorgesehene, sich radial erstreckende Ausleger 1017e bilden, wobei die Relativverdrehung zwischen den Ein- und Ausgangsteilen 1077, 1078, 1017 vom das Verdrehspiel zwischen den Nietbolzen 1032 und den Auslegern 1017e festgelegt wird. Die Abstimmung der verschiedenen Anschläge der ersten und zweiten Dämpferstufe 1013a, 1013b sowie des gesamten Dämpfers wird dabei vorzugsweise so abgestimmt, daß die einzelnen Dämpferstufen 1013a, 1013b vor der Winkelbegrenzung des Dämpfers durch Anschlag der Nocken 1073a anschlagen. Für entsprechende Ausgestaltungsformen kann es weiterhin vorteilhaft sein, zuerst die erste und dann die zweite Dämpferstufe zum Anschlag zu bringen oder umgekehrt.

Es versteht sich, daß bei einzelnen Kraftübertragungseinrichtungen beschriebene, übertragbare Ausgestaltungsmerkmale und Funktionen auch auf für die übrigen gezeigten oder nicht gezeigten, jedoch erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiele ohne deren detaillierte Beschreibung bei dem entsprechenden Ausführungsbeispiel vorteilhaft sein können und damit gegebenenfalls in diese Ausführungsform einbezogen werden.

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmale zu beanspruchen.

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmale der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

Die Gegenstände dieser Unteransprüche bilden jedoch auch selbständige Erfindungen, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

Die Erfindung ist auch nicht auf das (die) Ausführungsbeispiel(e) der Beschreibung beschränkt. Vielmehr sind im Rahmen der Erfindung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung

und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten erfinderisch sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittenfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

Patentansprüche

1. Kraftübertragungseinrichtung mit Flüssigkeitskupplung, wie hydrodynamischer Drehmomentwandler oder dergleichen, mit wenigstens einem, mit einer Antriebswelle eines Antriebsaggregats verbindbaren Gehäuse, das zumindest ein über das Gehäuse angetriebenes Pumpenrad und ein mit der Eingangswelle eines anzutreibenden Stranges, wie Getriebewelle, verbindbares Turbinenrad sowie gegebenenfalls wenigstens ein zwischen Pumpen- und Turbinenrad angeordnetes Leitrad aufnimmt, mit weiterhin wenigstens einem im Kraftfluß zwischen Turbinenrad und einem Abtriebs- teil der Einrichtung angeordneten Dämpfer mit einem gegenüber dem Turbinenrad drehfesten Eingangsteil sowie einem mit dem Abtriebsteil verbundenen Ausgangsteil, die zumindest entgegen der Rückstellkraft von zwischen diesen angeordneten Kraftspeichern relativ gegeneinander verdrehbar sind, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Eingangsteil im Bereich seines Außenumfangs mit dem Turbinenrad formschlüssig verbunden ist.

2. Kraftübertragungseinrichtung mit Flüssigkeitskupplung, wie hydrodynamischer Drehmomentwandler oder dergleichen, mit wenigstens einem, mit einer Antriebswelle eines Antriebsaggregats verbindbaren Gehäuse, das zumindest ein über das Gehäuse angetriebenes Pumpenrad und ein mit der Eingangswelle eines anzutreibenden Stranges, wie Getriebewelle, verbindbares Turbinenrad, das mittels einer Turbinennabe auf einer um die Getriebewelle angeordneten Nabe axial fest und verdrehbar aufgenommen ist, sowie gegebenenfalls wenigstens ein zwischen Pumpen- und Turbinenrad angeordnetes Leitrad aufnimmt, mit weiterhin wenigstens einem im Kraftfluß zwischen Turbinenrad und einem Abtriebsteil der Einrichtung angeordneten Dämpfer mit einem gegenüber dem Turbinenrad drehfesten Eingangsteil sowie einem mit dem Abtriebsteil verbundenen Ausgangsteil, die zumindest entgegen der Rückstellkraft von zwischen diesen angeordneten Kraftspeichern relativ gegeneinander verdrehbar sind, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Dämpfer im Bereich seines Außenumfangs mit dem Turbinenrad und im Bereich seines Innenumfangs dreh Schlüssig mit der Nabe sowie an seinem Außen- oder Innenumfang axial fest mit dem Turbinenrad beziehungsweise mit der Nabe verbunden ist.

3. Kraftübertragungseinrichtung mit Flüssigkeitskupplung, wie hydrodynamischer Drehmomentwandler oder dergleichen, mit wenigstens einem, mit einer Antriebswelle eines Antriebsaggregats verbindbaren Gehäuse, das zumindest ein über das Gehäuse angetriebenes Pumpenrad und ein mit der Eingangswelle eines anzutreibenden Stranges, wie Getriebewelle, verbindbares Turbinenrad sowie gegebenenfalls wenigstens ein zwischen Pumpen- und Turbinenrad angeordnetes Leitrad aufnimmt, mit weiterhin wenigstens einem im Kraftfluß zwischen Turbinenrad und einem Abtriebs- teil der Einrichtung angeordneten Dämpfer mit einem gegenüber dem Turbinenrad drehfesten Eingangsteil

sowie einem mit dem Abtriebsteil verbundenen Ausgangsteil, die zumindest entgegen der Rückstellkraft von zwischen diesen angeordneten Kraftspeichern relativ gegeneinander verdrehbar sind, dadurch gekennzeichnet, daß Eingangsteil und Turbinenrad mittelbar oder unmittelbar mittels einer axialen Steckverbindung formschlüssig miteinander verbunden sind.

4. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß Eingangsteil und Turbinenrad axial gegeneinander verschiebbar sind.

5. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß im Kraftfluß zwischen Antriebswelle und Dämpfer eine Überbrückungskupplung geschaltet ist.

6. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Überbrückungskupplung einen Kraftschluß zwischen Gehäuse und Dämpfer herstellt.

7. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Überbrückungskupplung mindestens einen Reibbelagträger mit mindestens einem Reibbelag aufweist.

8. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Überbrückungskupplung eine Lamellenkupplung ist.

9. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Überbrückungskupplung durch einen axial bewegbaren Steuerkolben gesteuert wird.

10. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerkolben in eingerückten Zustand der Überbrückungskupplung eine von einer durch das Gehäuse gebildeten Kammer annähernd dicht abgetrennte Druckkammer bildet.

11. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerkolben auf der Getriebewelle axial verschiebbar zentriert und abgedichtet ist.

12. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerkolben auf einer das Gehäuse aufnehmenden, die Getriebewelle umgebenden Nabe axial verschiebbar zentriert und abgedichtet ist.

13. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerkolben gegenüber dem Gehäuse axial verschiebbar und am Außenumfang gegen das Gehäuse abgedichtet ist.

14. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerkolben mit dem Gehäuse einen Formschluß bildet.

15. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Formschluß mittels eines in axialer Richtung vorgesehenen komplementären Profils von Steuerkolben und Gehäuse gebildet wird.

16. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das axiale Profil aus sich abwechselnd über einen Umfang verteilten, ringsegmentartigen Erhebungen und Vertiefungen gebildet wird, wobei der Steuerkolben mit seinen Erhebungen in die Vertiefungen des Gehäuses eingreift.

17. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Überbrückungskupplung einen Reibbelagträger in Form einer Ringscheibe aufweist, die an ihrem Außenumfang beidseitig Reibbeläge trägt.

18. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Reibbelagträger axial zwischen dem Steuerkolben und einer an ihrem radial äußeren Bereich axial an dem Gehäuse befestigten Anpreßplatte angeordnet ist.

19. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Anpreßplatte mindestens eine Öffnung zum Durchlaß einer Dämpferflüssigkeit aufweist.

20. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Reibbelagträger auf dem Steuerkolben mittels axial in Richtung des Steuerkolbens aufgestellten Laschen, die an einer in axiale Richtung entgegengesetzt des Reibbelagträgers im Steuerkolben ausgeformten Schulter anliegen, zentriert ist.

21. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerkolben die Überbrückungskupplung bildet.

22. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Überbrückungskupplung auf der dem Gehäuse zugewandten Seite an ihrem Außenumfang Reibbeläge aufweist.

23. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Überbrückungskupplung axial in Richtung Turbinenrad der Gehäusewand folgend abgehogen ist, so daß sich zwischen Gehäuse und Überbrückungskupplung eine kegelmantelförmige Fläche für die Reibbeläge ausbildet.

24. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein Bauteil der Überbrückungskupplung mit dem Eingangsteil des Dämpfers verbunden ist.

25. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Reibbelagträger mittels einer axialen Steckverbindung mit dem Eingangsteil des Dämpfers verbunden ist.

26. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die axiale Steckverbindung eine Verzahnung ist.

27. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein die axiale Steckverbindung bildendes Bauteil ein sich radial erstreckendes Flanschteil ist.

28. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein die axiale Steckverbindung bildendes Bauteil ein Flanschteil mit sich in axialer Richtung erstreckendem Bereich ist.

29. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das sich radial erstreckende Flanschteil an einer zum Turbinenrad gehörigen Turbinenschale befestigt ist und sich nach radial außen erstreckt.

30. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das sich axial erstreckende Flanschteil an der Turbinenschale dem radial nach innen verlaufenden Profil der Turbinenschale folgend befestigt ist und an seinem Innenumfang axial in Richtung des Dämpfers abgebogen ist. 5
31. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das sich axial erstreckende Flanschteil aus einer das Turbinenrad tragenden Nabe gebildet ist. 10
32. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das sich radial erstreckende Flanschteil aus einer auf der das Turbinenrad tragenden Nabe zentrierten und an der Nabe befestigten Ringscheibe gebildet ist. 15
33. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das sich radial erstreckende Flanschteil aus dem Eingangsteil gebildet ist. 20
34. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das sich in axiale Richtung erstreckende Flanschteil aus einem das Eingangsteil des Dämpfers bildenden Seitenteil gebildet ist, wobei das Seitenteil an seinem Innenumfang in axiale, dem Turbinenrad zugewandte Richtung abgebogen ist. 25
35. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Bildung der axialen Steckverbindung das sich radial erstreckende Bauteil eine Außenverzahnung und das sich axial erstreckende Bauteil eine Verzahnung in axiale Richtung aufweist. 30
36. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das sich radial erstreckende Bauteil zur Bildung der axialen Steckverbindung gleichmäßig über einen Umfang verteilte Ausnehmungen aufweist, in die dazu komplementäre sich axiale erstreckende Zähne des sich axial erstreckenden Bauteils eingreifen. 35
37. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfer aus zwei Dämpferstufen gebildet wird. 40
38. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Dämpferstufen in Reihe geschaltet sind. 45
39. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Dämpferstufen zumindest ein gemeinsames Scheibenteil haben. 50
40. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Dämpferstufen denselben relativen Verdrehwinkel zwischen ihrem Eingangs- und Ausgangsteil aufweisen. 55
41. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Dämpferstufen unterschiedliche relative Verdrehwinkel zwischen ihrem Eingangs- und Ausgangsteil aufweisen. 60
42. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest eine Dämpferstufe eines zumindest zweistufigen Dämpfers im Zug- oder Schub-

betrieb unwirksam ist.

43. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß an der im Zug- oder Schubbetrieb unwirksamen Dämpferstufe während ihres wirkungslosen Zustands eine Überbrückung ihres Ausgangs- und Eingangsteils vorgesehen ist.
44. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Überbrückung mittels gegenseitig an Eingangs- und Ausgangsteil vorgesehenen Anschlüssen erfolgt.
45. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Eingangsteil und das Ausgangsteil des Dämpfers bzw. der Dämpferstufe aus je einem Seitenteil gebildet werden.
46. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Eingangsteil aus zwei Seitenteilen und das Ausgangsteil durch ein zwischen den Seitenteilen angeordnetes Flanschteil gebildet werden.
47. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß Ein- und Ausgangsteil mittels annähernd gleichmäßig über einen Umfang verteilten Befestigungsmitteln verbunden sind, wobei die relative Verdrehbarkeit mittels im Ein- oder Ausgangsteil vorgesehener, entlang des Umfangs verteilter Langlöcher mit einer Ausdehnung, die mindestens der maximalen Verdrehbarkeit von Ein- und Ausgangsteil gegeneinander entspricht und durch die die Befestigungsmittel durchgreifen, ermöglicht wird.
48. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das das Ausgangsteil des Dämpfers bildende Flanschteil durch ein sich radial nach außen erstreckendes Scheibenteil aus einer das Abtriebsteil bildenden Nabe dargestellt ist.
49. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Seitenteile und/oder das Flanschteil des Dämpfers auf der das Abtriebsteil bildenden Nabe zentriert sind.
50. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein Seitenteil eine die Kraftspeicher radial abstützende Kammer bildet.
51. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß an den Ein- und Ausgangsteilen jeweils mindestens eine Beaufschlagungseinrichtung für die Kraftspeicher angeformt sind.
52. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der Kammerinnenwand am Außenumfang und den Kraftspeichern mindestens eine Verschleißschutzschale eingelegt ist.
53. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß als Kraftspeicher für den Dämpfer Schraubendruckfedern verwendet werden.
54. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß für die beiden Dämpferstufen Schraubendruckfedern mit unterschiedlichen Kennlinien verwendet werden.
55. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach

einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß als Schraubendruckfedern der ersten Dämpferstufe mindestens eine vorgebogene, sich annähernd über den Außenumfang des Dämpfers erstreckende Schraubendruckfeder verwendet wird.

56. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das das Eingangsteil des Dämpfers bildende Seitenteil an seinem radialen Innenumfang in Richtung der Überbrückungskupplung axial abgebogen ist und mit einer Innenverzahnung am Innenumfang der Überbrückungskupplung mittels einer axial ausgerichteten Verzahnung einen Formschluß bildet.

57. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Verzahnung von Seitenteil und Überbrückungskupplung axial verschiebbar ist.

58. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die formschlüssige Verbindung zwischen Turbinenrad und Eingangsteil des Dämpfers auf einem Umfang radial zwischen den beiden Dämpferstufen erfolgt.

59. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die formschlüssige Verbindung zwischen Turbinenrad und Eingangsteil des Dämpfers radial außerhalb eines von den Kraftspeichern des Dämpfers gebildeten Umfangs erfolgt.

60. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die formschlüssige Verbindung zwischen Turbinenrad und Eingangsteil des Dämpfers radial innerhalb eines von den Kraftspeichern des Dämpfers gebildeten Umfangs erfolgt.

61. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Verdrehwinkel des Dämpfers bzw. der Dämpferstufen durch mindestens einen Anschlag begrenzt wird.

62. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß durch den Anschlag die Kraftspeicher des Dämpfers bzw. der Dämpferstufe vom Kraftfluß getrennt werden.

63. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest die Kraftspeicher einer Dämpferstufe vor den Kraftspeichern der anderen vom Kraftfluß getrennt werden.

64. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Anschlag (die Anschläge) durch das Langloch (die Langlöcher) gebildet wird (werden), durch das (die) das (die) Befestigungsmittel zur Verbindung von Ein- und Ausgangsteil geführt ist (sind), wobei das (die) Befestigungsmittel an den Enden des Langlochs (der Langlöcher) anschlagen.

65. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Anschlag (die Anschläge) durch ein auf dem Abtriebsteil angeordneten Flanschteil mit mindestens einem sich in axiale Richtung in mindestens eine entlang eines Umfangs gebildete Ausnehmung eingreifenden Ausleger gebildet wird (werden), wobei das Bogenmaß der Ausnehmung das Verdrehspiel festlegt.

66. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach

einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Anschlag von dem axial ausgerichteten Flanschteil der axialen Steckverbindung zwischen Dämpfer und Turbinenrad gebildet wird, wobei das axiale Flanschteil turbinenradseitig angebracht ist und mit mindestens einem axial ausgerichteten Zahn in mindestens ein entlang eines Umfangs ausgerichtetes Langloch eingreift, dessen Bogenmaß das Verdrehspiel von Eingangsteil und Turbinenrad festlegt.

67. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das den Anschlag bildende axial ausgerichtete Flanschteil an der Turbinenschale angebracht ist.

68. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das den Anschlag bildende axial ausgerichtete Flanschteil aus der auf dem Abtriebsteil zentrierten, die Turbinenschale aufnehmenden Nabe ausgeformt ist.

69. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der als axiale Steckverbindung wirkende Anschlag beide als Eingangsteil des Dämpfers fungierenden Seitenteile ohne Verdrehspiel mitnimmt und durch entlang eines Umfangs angebrachte Ausnehmungen im als Ausgangsteil des Dämpfers fungierenden Flanschteil greift und damit ein durch das Bogenmaß der Ausnehmungen festgelegtes Verdrehspiel von Ein- und Ausgangsteil bewirkt.

70. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Anschlag durch ein ineinandergreifen einer Außenverzahnung des Abtriebsteils und einer Innenverzahnung des als Eingangsteil des Dämpfers vorgesehenen Flanschteils mit einem Zahnflankenspiel gebildet wird.

71. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Eingangsteil des Dämpfers axial fest und dreh-schlüssig mit dem Turbinenrad verbunden und das Ausgangsteil des Dämpfers dreh-schlüssig und axial verlagerbar auf einer drehfest mit dem Abtriebsteil verbundenen Nabe aufgenommen ist.

72. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Eingangsteil mit dem Turbinenrad verschweißt ist.

73. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Eingangsteil mit dem Turbinenrad nach dem Laser-, Impuls-, MAG-, Reib- und/oder Widerstandsschweißverfahren verbunden ist.

74. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Ausgangsteil des Dämpfers ein an dessen Innenumfang vorgesehenes Innenprofil wie Innenverzahnung aufweist, das in ein Außenprofil wie Außenverzahnung der Nabe formschlüssig eingreift.

75. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß in das Außenprofil der Nabe ein Profil wie Axialprofil einer das Turbinenrad aufnehmenden, auf der Nabe verdrehbar und axial fest aufgenommenen Turbinenrad mit Verdrehspiel eingreift, wobei das Verdrehspiel zumindest dem Arbeitsbereich des Dämpfers entspricht.

76. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach

einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Nabe zur Bildung des spielbehafteten Formschlusses mit der Turbinennabe über den Umfang verteilte fensterförmige Ausnehmungen aufweist.

77. Kraftübertragungseinrichtung insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfer mittels eines Scheibenteils zur Aufnahme der Energiespeicher auf der Nabe zentriert wird.

Hierzu 11 Seite(n) Zeichnungen

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

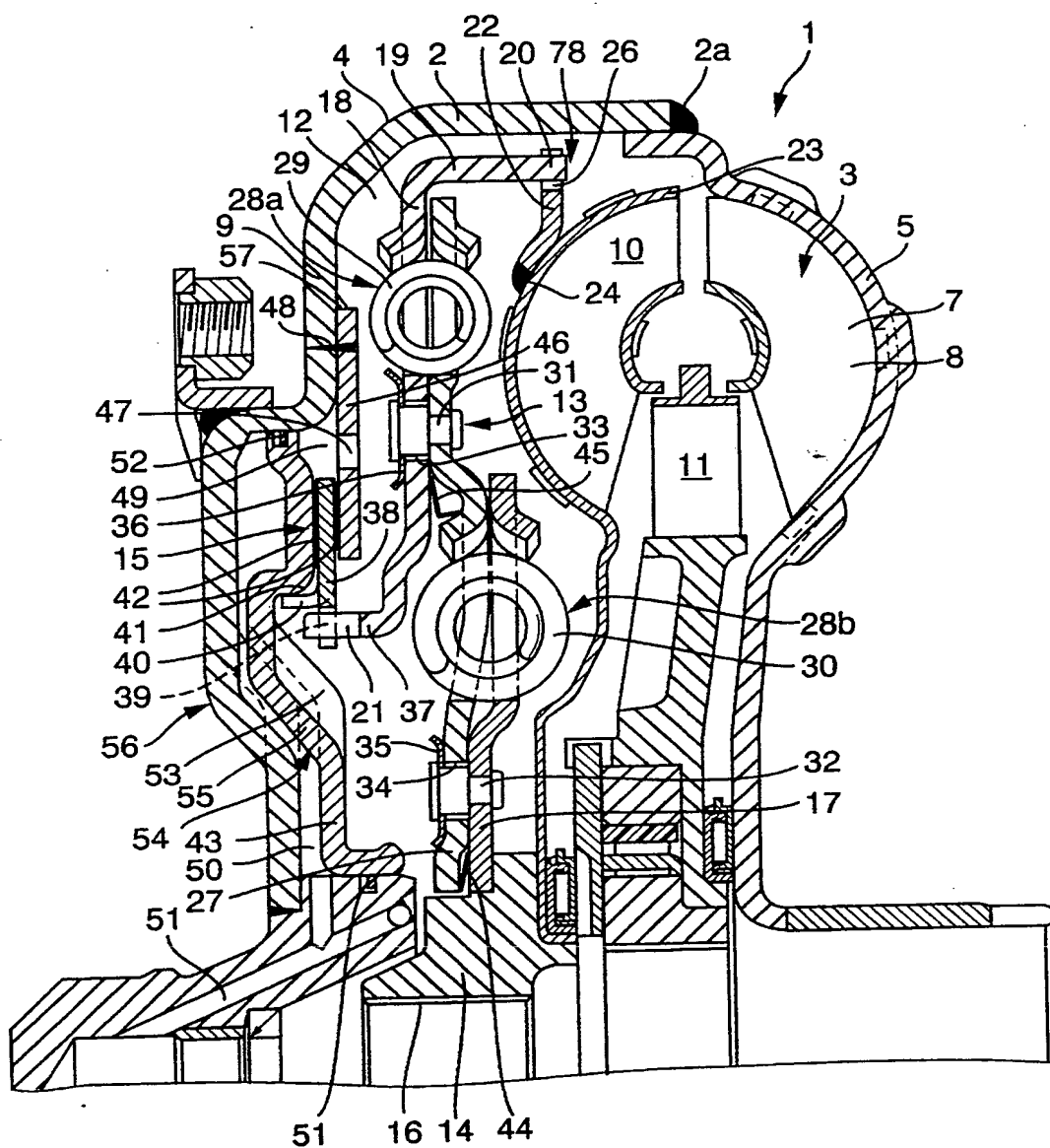


Fig. 1

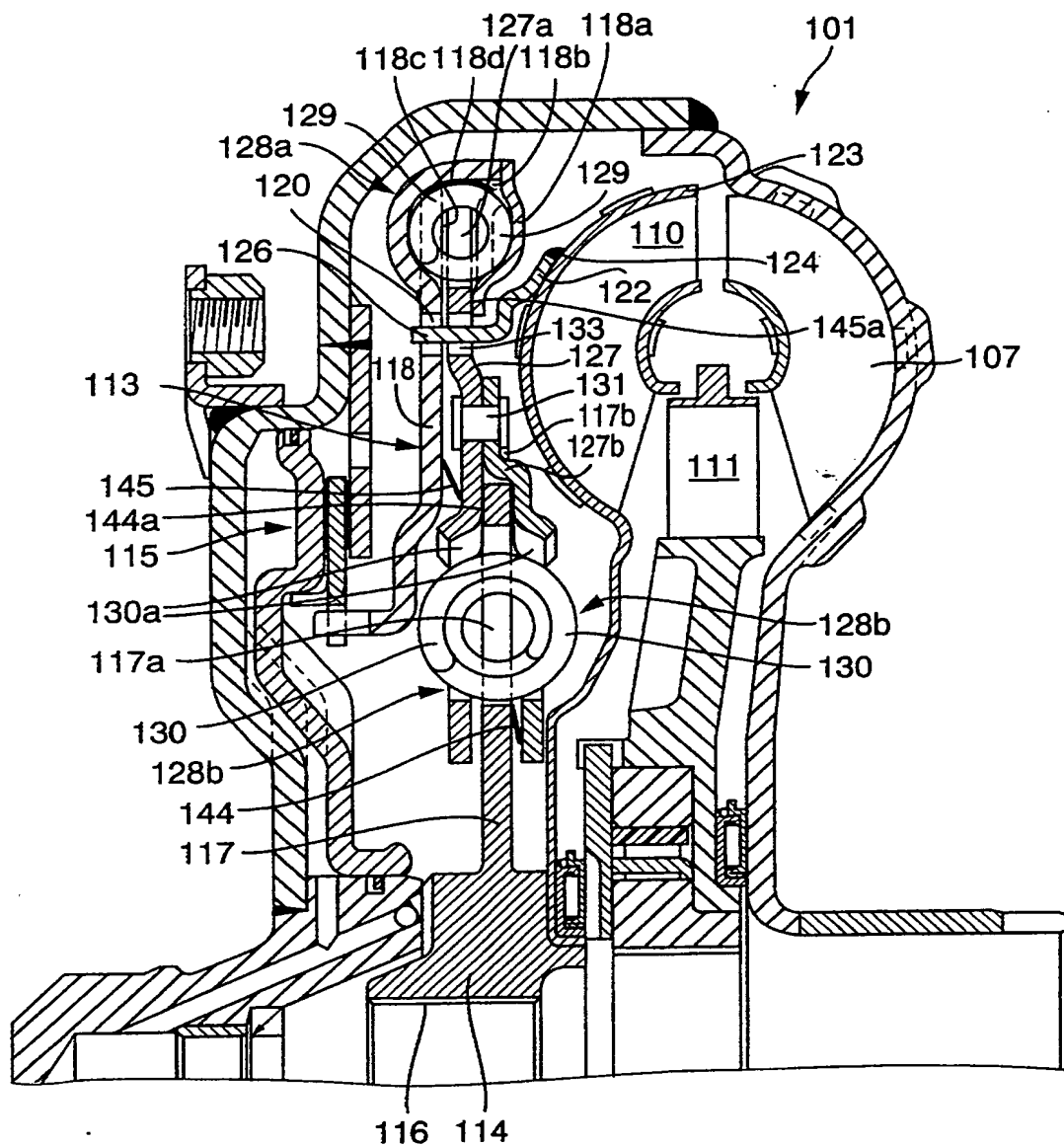


Fig. 2

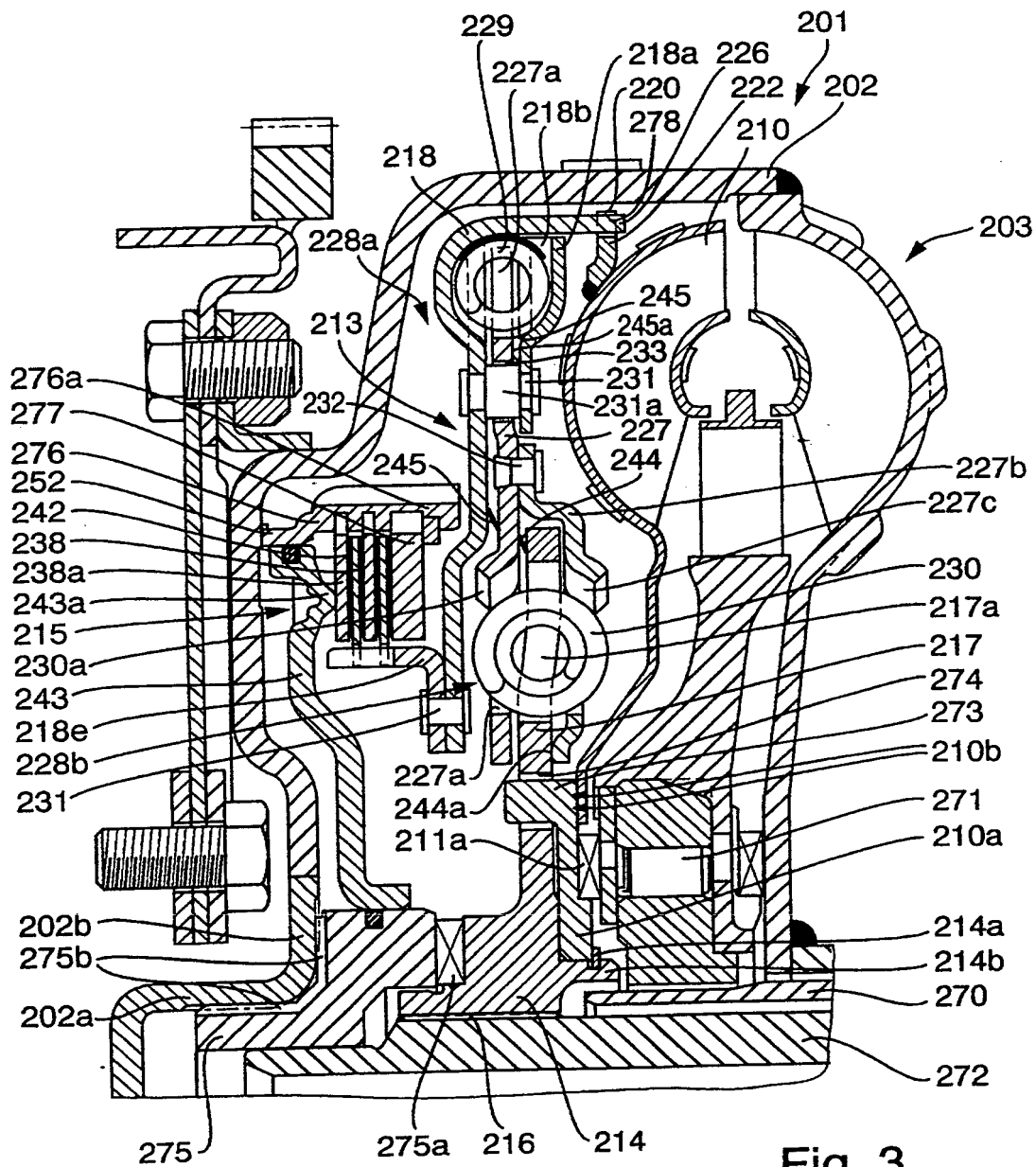


Fig. 3

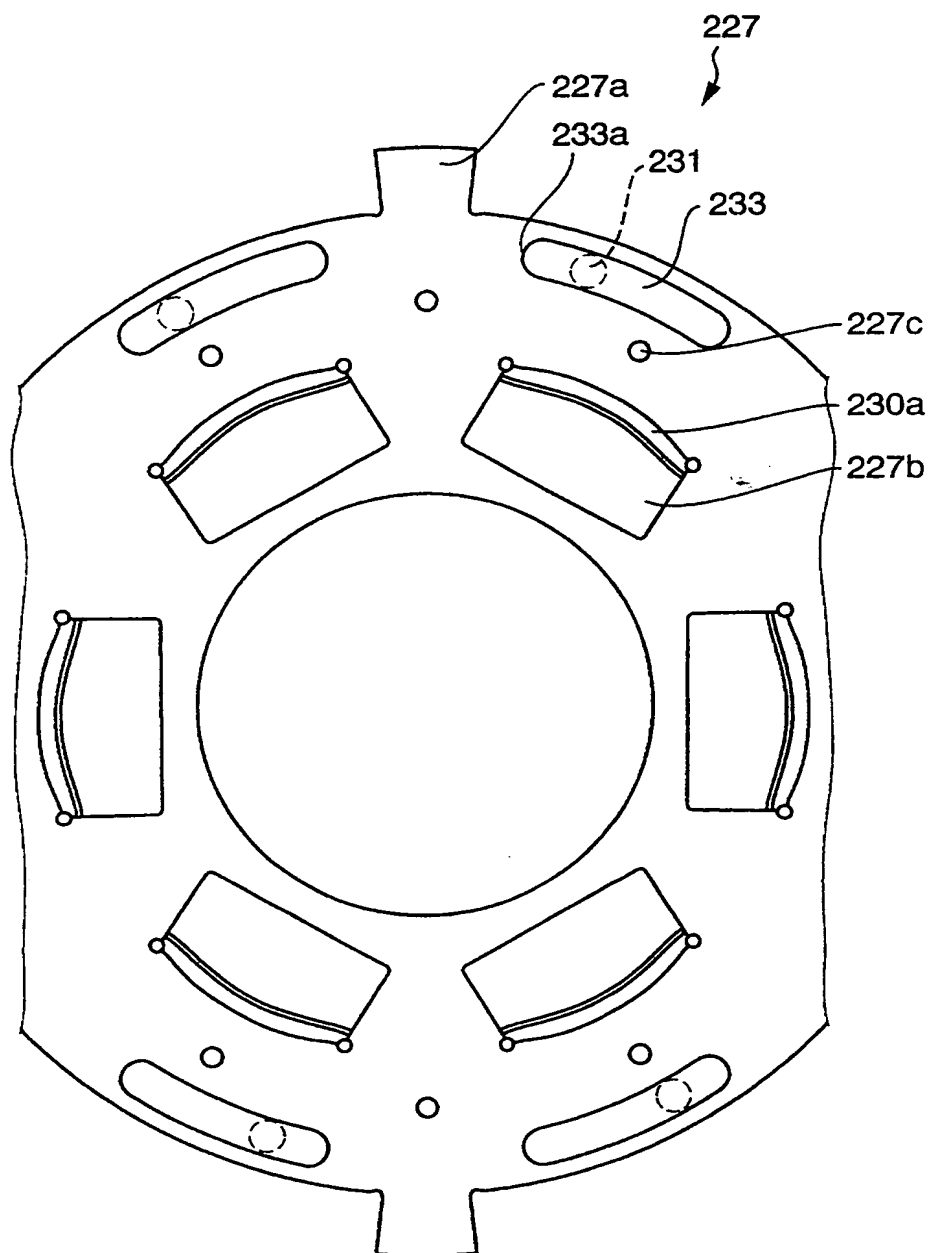


Fig. 4

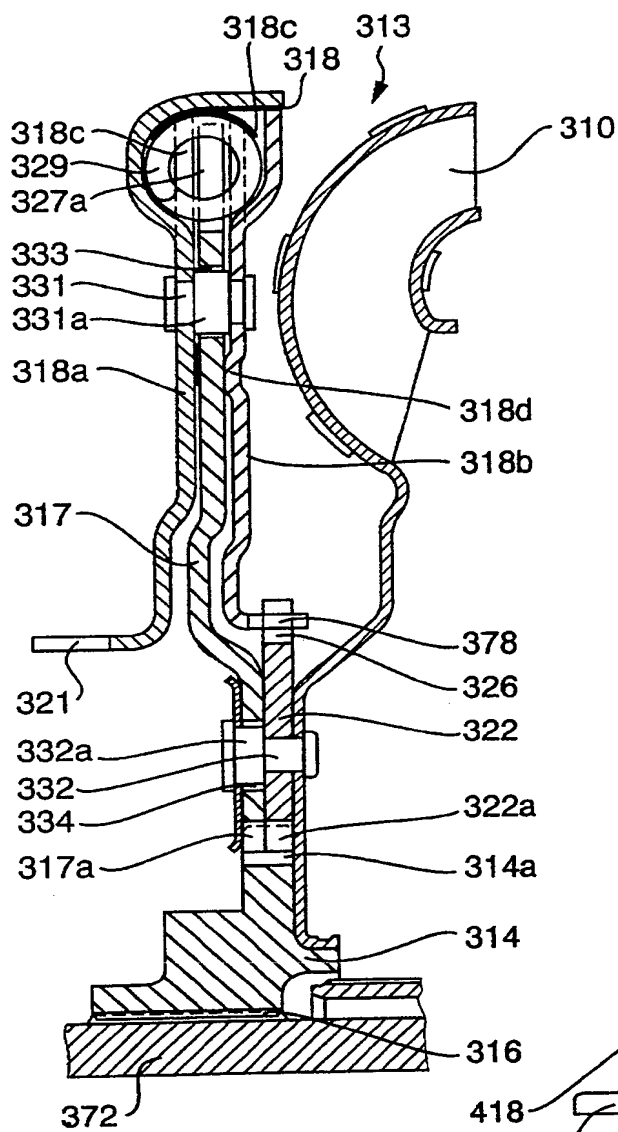


Fig. 5

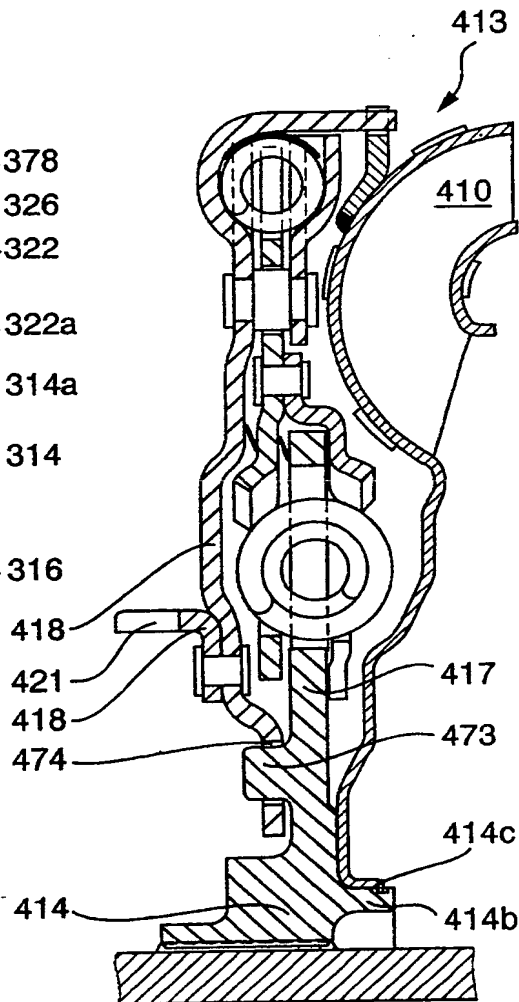


Fig. 6

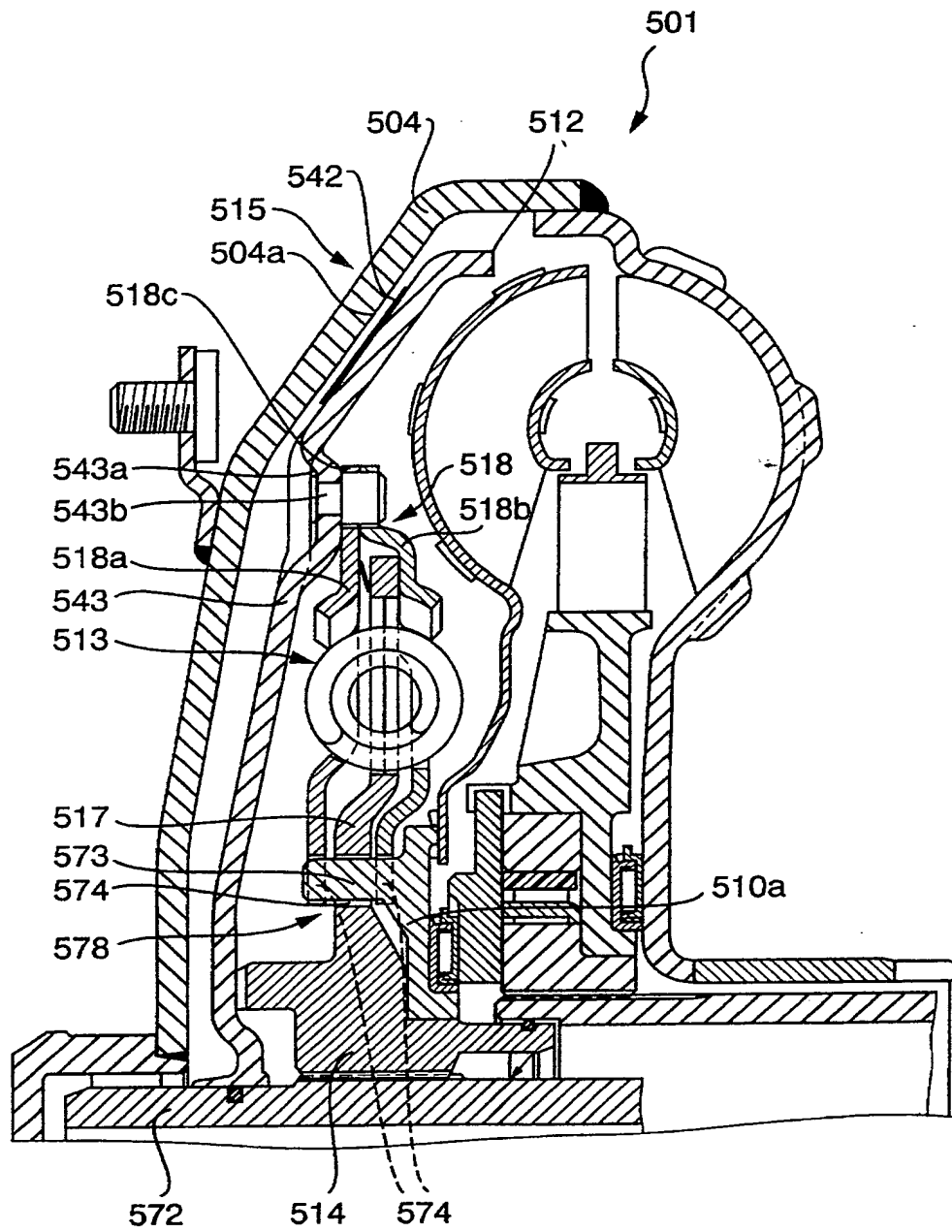


Fig. 7

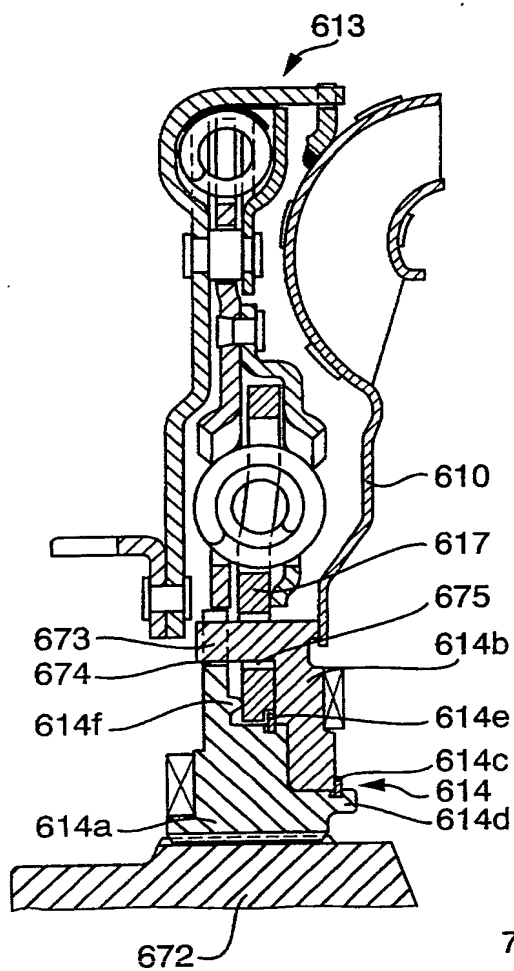


Fig. 8

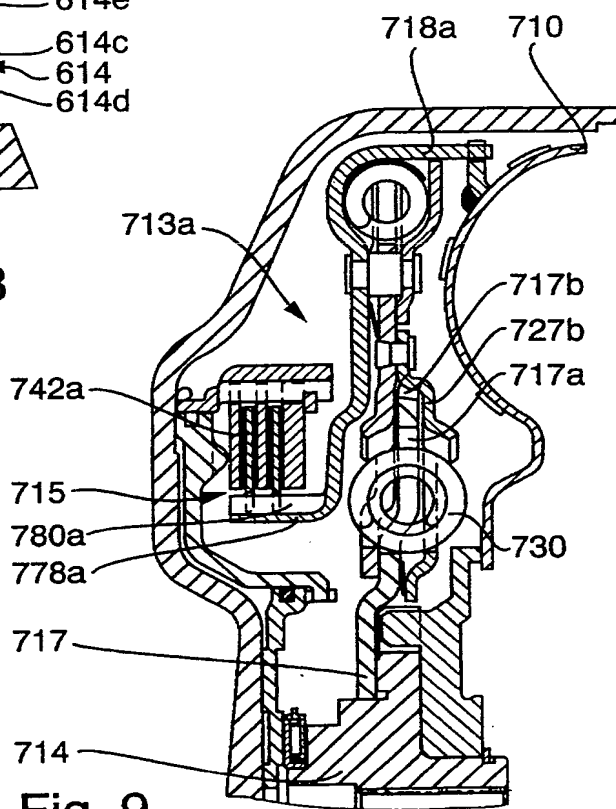


Fig. 9

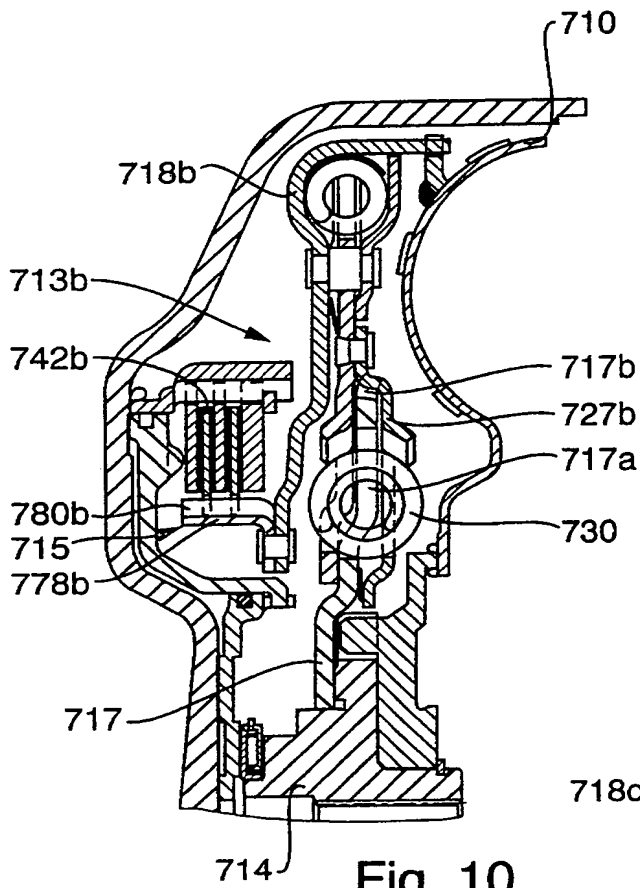


Fig. 10

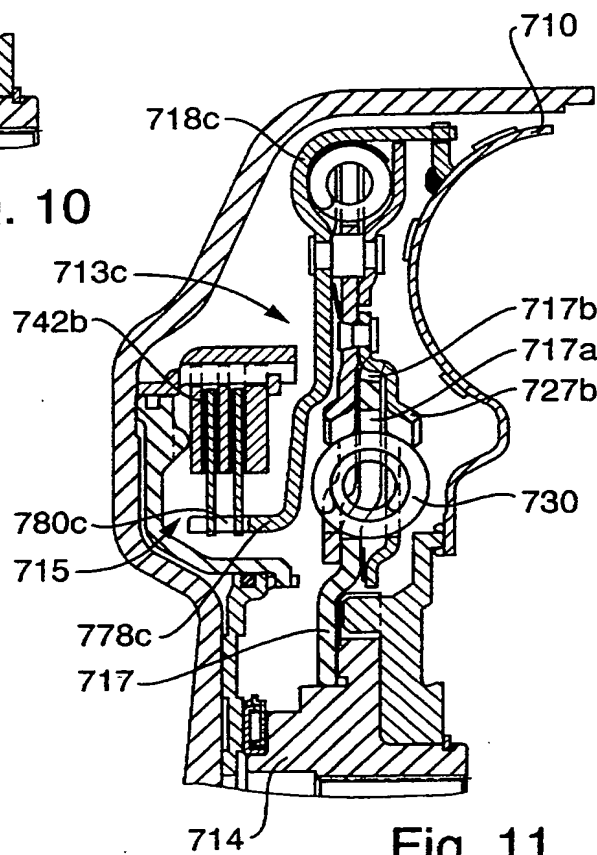
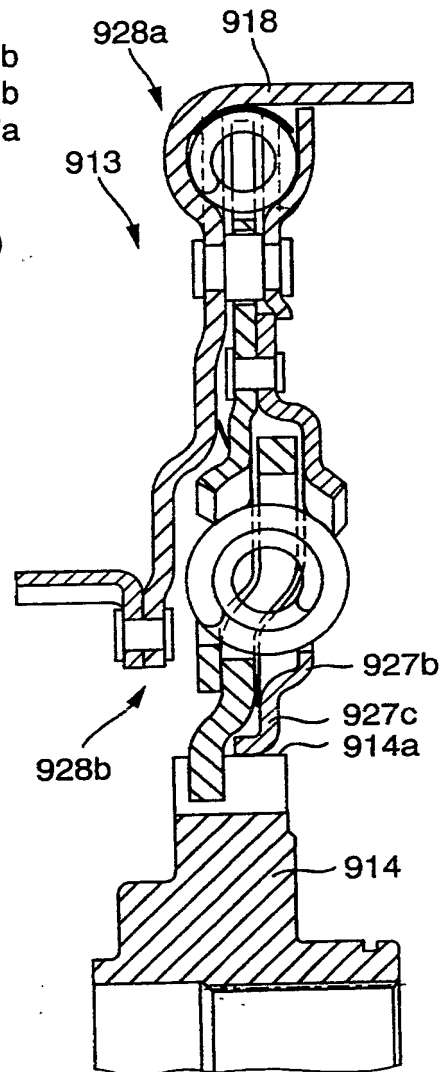
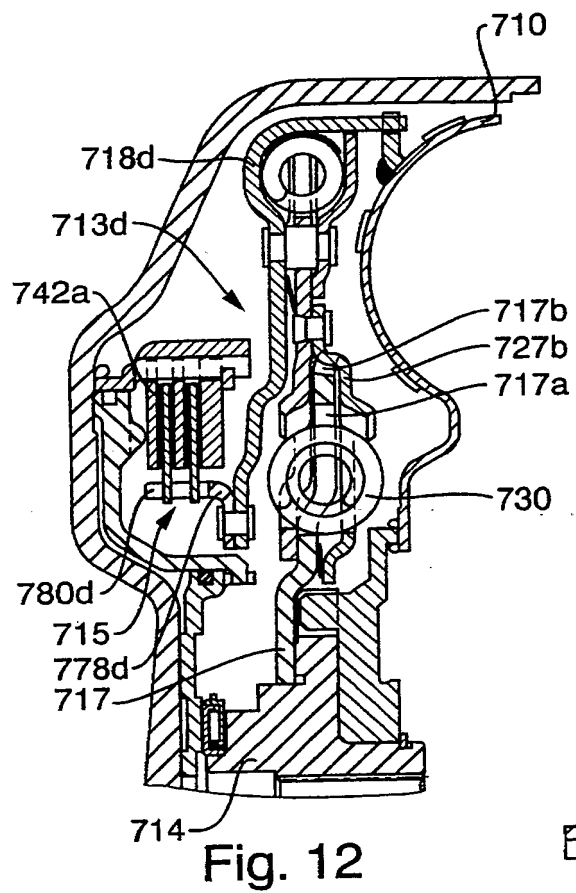


Fig. 11



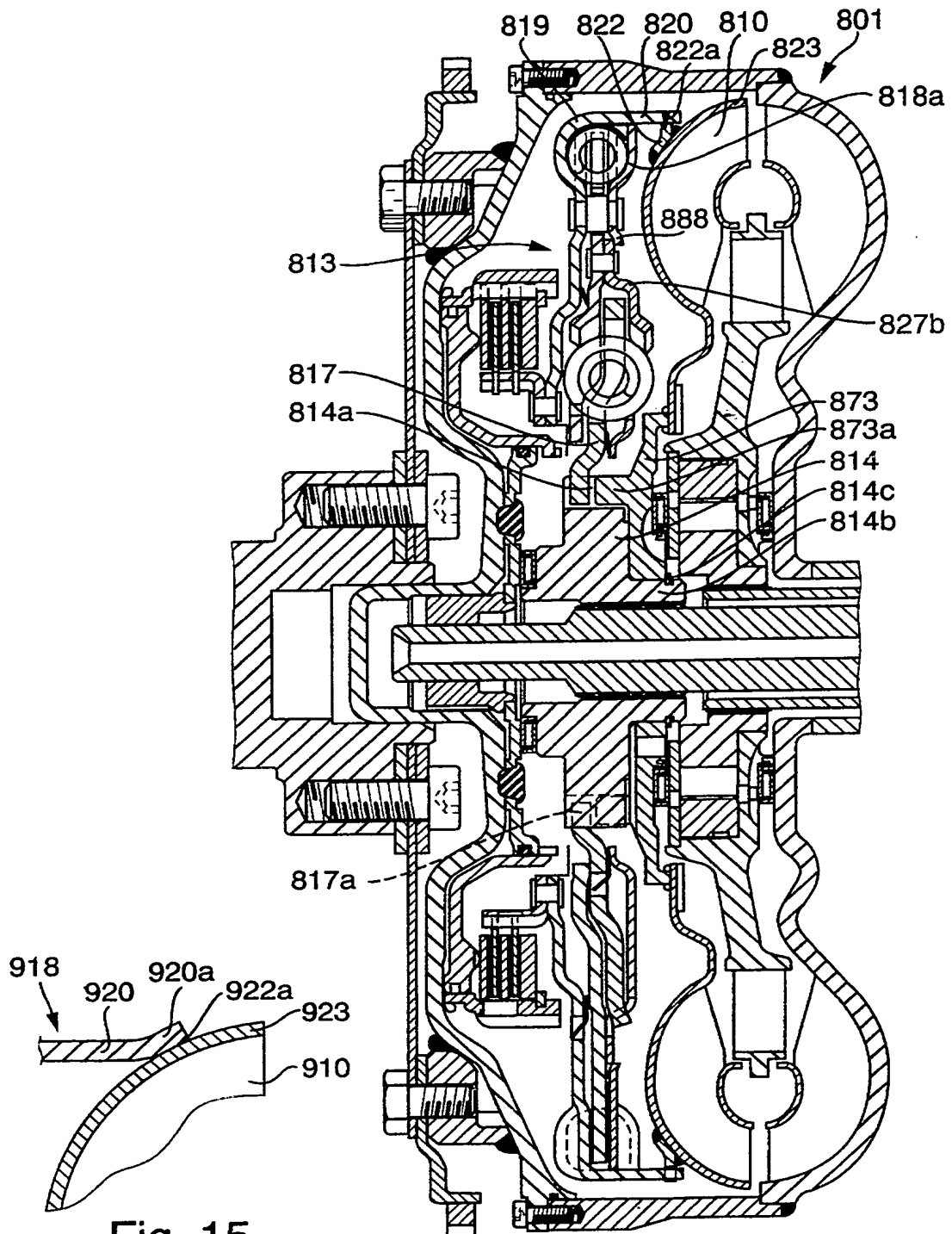


Fig. 15

Fig. 13

